

# Mesa Hidráulica Móvel

*Tiago Filipe Valente Teixeira*

**Relatório do Projecto Final**

Orientador:

Prof. Francisco Freitas



**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

**Opção de Automação**

**Julho de 2009**



*Aos meus pais e avós*





## Resumo

Esta monografia representa a segunda fase do desenvolvimento de um protótipo de um equipamento robótico móvel, para circulação essencialmente em ambientes interiores. Este possui características inovadoras e elevada flexibilidade de movimentos, para fins demonstrativos.

Durante a primeira fase do desenvolvimento, foi concebido e construído um primeiro protótipo accionado hidraulicamente e dotado, simultaneamente, de rodas e de pernas para efectuar a sua locomoção. Esta solução permitiu que este protótipo fosse capaz de realizar tanto deslocamentos sobre pavimentos como ultrapassar barreiras arquitectónicas, tais como degraus. Desta primeira fase de desenvolvimento resultou, no entanto, uma solução com peso próprio excessivo, um *software* de controlo incipiente, uma efectiva ausência de espaço para alojar a carga a transportar e a ausência de uma capacidade de direcção. Estes factores ditaram a necessidade de um *upgrade*.

Nesta segunda fase de desenvolvimento, foi instalado um sistema de direcção comandável e aumentadas para o dobro as dimensões úteis do protótipo. Foi ainda reduzida a massa própria elevável, o que possibilitou o aumento da capacidade de carga, e tornou-se ainda toda a superfície superior da mesa útil, ficando assim possível o efectivo transporte de carga na Mesa Hidráulica Móvel.

Foi ainda desenvolvido um novo *software* de controlo, que possibilitou que o protótipo seja agora capaz de controlar todos os movimentos com velocidade continuamente variável. Para além disso, a inclinação do chassis é controlada de forma autónoma de modo a ser possível ultrapassar obstáculos, tais como rampas, mantendo-se a horizontalidade.

Finalmente, foi implementado um sistema de controlo e aquisição de dados (SCADA) para possibilitar o comando remoto do protótipo através de um computador, sendo a comunicação efectuada através de *bluetooth*.



# Mobile Hydraulic Bench

## Abstract

This project was based on the development of an already existing prototype of a mobile robotic device, with innovative features and high flexibility of movements, used for demonstration purposes in indoor areas.

The original prototype was designed and built during a previous project. It was hydraulically operated and its locomotion was made, simultaneously, with wheels and legs. This solution allowed the prototype to overcome barriers, such as steps, but also drive fast enough on flat surfaces. However, this first solution showed excessive weight, basic control software, lack of space to house cargo and it was not equipped with steering capability. These factors dictated a need for an upgrade.

With this project, it was installed a steering system and increased the size of the cargo area. It was also reduced the global weight of the prototype and was made totally available the upper surface of the table, for the transport of cargo in the Mobile Hydraulic Bench.

It was also developed a new control software, which enabled the prototype to be able to control all movements with continuously variable speed. Additionally, the inclination of the chassis was controlled autonomously for the prototype be able to overcome obstacles, such as ramps, keeping its leveling at all times.

Finally, it was implemented a system of control and data acquisition (SCADA) in order to remotely control the prototype through a computer, using bluetooth communication.



## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao meu orientador, Professor Doutor Francisco Jorge Teixeira de Freitas, pela oportunidade de desenvolver este protótipo, pelo acompanhamento, assim como pela partilha de conhecimento e engenho.

Agradeço ao Sr. Joaquim Almeida, técnico de laboratório, pelos conhecimentos transmitidos, assim como pela disponibilidade demonstrada ao longo destes últimos meses.

Ao Sr. Ramalho que comigo partilhou o espaço de trabalho, agradeço a sua preciosa ajuda durante a fase inicial deste trabalho.

Ao Eng. Carlos Pinto e à D. Maria de Lurdes pela sua disponibilidade e paciência durante o processo de aquisição dos diversos componentes necessários à realização deste trabalho.

Ao meu colega Filipe Camacho pela sua preciosa ajuda durante a instalação do sistema hidráulico no protótipo.

Ao núcleo de trabalho deste semestre constituído pelo Nuno Moita e pelo Tiago Ramos, agradeço o apoio e companheirismo demonstrados.

Por último, agradeço a toda a minha família, em especial aos meus pais, que em muito contribuíram para a conclusão desta etapa da minha vida.



# Índice de Conteúdos

Resumo .....	v
Abstract.....	vii
Agradecimentos .....	ix
Índice de Conteúdos .....	xi
Índice de Figuras .....	xiii
Índice de Tabelas .....	xix
1    Introdução.....	1
1.1    Equipamentos de Referência .....	2
1.2    Descrição Breve do Trabalho Anterior.....	6
1.3    Considerações Sobre o Trabalho Anterior .....	9
1.4    Objectivos Genéricos do Presente Trabalho.....	10
2    Estudos Prévios e Avaliações .....	11
2.1    Estrutura Mecânica .....	12
2.2    Sistema de Accionamento .....	15
2.3    Sensorização .....	21
2.4    Sistema Eléctrico e <i>Hardware</i> .....	23
2.5    Tarefas a Realizar no Decorrer do Projecto.....	27
3    Concepção e Desenvolvimento da Nova Solução .....	29
3.1    Sistema de Direcção .....	30
3.2    Sistema Hidráulico .....	35
3.3    Sensorização .....	62
3.4    Sistema Eléctrico e <i>Hardware</i> .....	64

4	<i>Software</i> Desenvolvido e Testes Efectuados .....	77
4.1	Configuração da Comunicação <i>Bluetooth</i> .....	78
4.2	<i>Software</i> de Controlo .....	80
4.3	<i>Software</i> de Supervisão.....	91
5	Conclusões .....	111
5.1	Trabalhos Futuros .....	113
6	Bibliografia .....	115
	ANEXO A – Desenhos de Construção .....	117
	ANEXO B – Circuito Hidráulico.....	135
	ANEXO C – Tabela de Ligações ao Autómato .....	139
	ANEXO D – Esquemas Eléctricos.....	143



# Índice de Figuras

Fig. 1.1 – TITAN VI.....	2
Fig. 1.2 – TITAN XI a subir uma encosta.....	3
Fig. 1.3 – BigDog .....	4
Fig. 1.4 – Athlete .....	5
Fig. 1.5 – Modelo 3D do protótipo original .....	7
Fig. 1.6 – Transposição de um obstáculo .....	7
Fig. 1.7 – Fotografia do protótipo original .....	8
Fig. 2.1 – Estrutura mecânica do protótipo original .....	12
Fig. 2.2 – Vista em corte do mecanismo de tracção.....	13
Fig. 2.3 – Funcionamento do sistema de direcção.....	14
Fig. 2.4 – Ângulo de viragem.....	14
Fig. 2.5 – Pormenor de uma perna.....	15
Fig. 2.6 – Capacidade de carga em função da posição dos cilindros da elevação.....	16
Fig. 2.7 – Força de elevação disponibilizada pelos actuadores .....	16
Fig. 2.8 – Circuito hidráulico da solução original .....	17
Fig. 2.9 – Parte inferior do protótipo original .....	18
Fig. 2.10 – Central hidráulica anterior.....	19
Fig. 2.11 – Válvula de roscar.....	19
Fig. 2.12 – Central com 5 bombas hidráulicas .....	20
Fig. 2.13 – Central hidráulica simples e divisor de caudal.....	20
Fig. 2.14 – Inclínómetro VTI SCA121T .....	21
Fig. 2.15 – Transdutor de posição <i>Micro – Epsilon MK30</i> .....	22
Fig. 2.16 – Autómato programável TWDLMDA20RT.....	23
Fig. 2.17 – Módulos de expansão para o TWDLMDA20RT .....	23
Fig. 2.18 – Variador de frequência Varispeed-606PC3.....	24

Fig. 2.19 – Inversor de corrente Z12V-600W .....	24
Fig. 2.20 – Quadro eléctrico principal .....	25
Fig. 2.21 – Caixa concentradora dos transdutores .....	25
Fig. 2.22 – Caixa concentradora das electroválvulas.....	25
Fig. 3.1 – <i>Dumper</i> .....	30
Fig. 3.2 – Estrutura mecânica da Mesa Hidráulica Móvel.....	31
Fig. 3.3 – Pormenor da articulação da direcção .....	31
Fig. 3.4 – Relação entre o curso e a força máxima do actuador .....	32
Fig. 3.5 – Modo de funcionamento dos cilindros da direcção .....	32
Fig. 3.6 – Cilindro SMC CHM C 25 – 200.....	33
Fig. 3.7 – Pormenor do sistema de fixação .....	33
Fig. 3.8 – Apoio dos cilindros da direcção .....	34
Fig. 3.9 – Modelo 3D da Mesa Hidráulica Móvel .....	34
Fig. 3.10 – Sub-circuito hidráulico de accionamento de uma perna.....	36
Fig. 3.11 – Modelo 3D do bloco hidráulico de uma perna .....	38
Fig. 3.12 – Vista em corte com a válvula limitadora de pressão e de descarga.....	39
Fig. 3.13 – Vista em corte com as válvulas de comando do motor hidráulico .....	40
Fig. 3.14 – Vista em corte com as válvulas de comando do cilindro da elevação.....	41
Fig. 3.15 – Vista em corte com as válvulas de comando do cilindro da articulação .....	42
Fig. 3.16 – Bloco hidráulico de uma das pernas com as respectivas válvulas.....	43
Fig. 3.17 – Sub-circuito hidráulico da direcção .....	44
Fig. 3.18 – Bloco hidráulico de comando da direcção.....	45
Fig. 3.19 – Vista em corte do bloco da direcção.....	46
Fig. 3.20 – Bloco da direcção com as respectivas válvulas .....	47
Fig. 3.21 – Sub-circuito hidráulico da contrapressão .....	48
Fig. 3.22 – Sistema de contrapressão do protótipo original.....	49
Fig. 3.23 – Sistema de contrapressão do novo protótipo .....	49

Fig. 3.24 – Exemplo de uma central Hidráulica compacta.....	50
Fig. 3.25 – Consumo de corrente de uma central com um motor DC de 800W .....	51
Fig. 3.26 – Consumo de energia da central hidráulica com um motor DC .....	53
Fig. 3.27 – Consumo de energia da central hidráulica com um motor AC trifásico .....	53
Fig. 3.28 – Vista explodida da central hidráulica .....	53
Fig. 3.29 – Circuito hidráulico do colector central.....	55
Fig. 3.30 – Exemplo de um divisor de caudal em funcionamento .....	56
Fig. 3.31 – Curva característica dos divisores de caudal do tipo 0.....	58
Fig. 3.32 – Mesa Hidráulica Móvel em fase de montagem.....	59
Fig. 3.33 – Sistema hidráulico instalado no protótipo.....	61
Fig. 3.34 – Transdutor de pressão TP3BE53R .....	62
Fig. 3.35 – Transdutor de posição LTH100S .....	63
Fig. 3.36 - Transdutor instalado no protótipo para a medição do ângulo da direcção .....	63
Fig. 3.37 – Autómato programável e respectivos módulos de expansão .....	64
Fig. 3.38 – Sistema de alimentação e de emergência .....	67
Fig. 3.39 – Botoneiras instaladas no protótipo .....	68
Fig. 3.40 – Princípio de funcionamento de um divisor de tensão .....	69
Fig. 3.41 – Divisores de tensão implementados no protótipo .....	69
Fig. 3.42 – Esquema de ligação dos transdutores de posição.....	70
Fig. 3.43 – Esquema de ligação dos transdutores de pressão.....	70
Fig. 3.44 – Esquema de ligação do inclinómetro .....	71
Fig. 3.45 – Esquema de ligação dos solenóides .....	71
Fig. 3.46 – Pormenor da ficha de um solenóide .....	72
Fig. 3.47 – Esquema de ligações ao módulo base do autómato .....	73
Fig. 3.48 – Esquema de ligações ao primeiro módulo de expansão do autómato .....	74
Fig. 3.49 – Esquema de ligações ao terceiro módulo de expansão do autómato .....	74
Fig. 3.50 – Esquema de ligações ao quinto módulo de expansão do autómato .....	75

Fig. 3.51 – Sistema eléctrico instalado no protótipo.....	76
Fig. 4.1 – Comunicação <i>bluetooth</i> .....	78
Fig. 4.2 – Estabelecimento de uma porta série virtual .....	79
Fig. 4.3 – Programação <i>Ladder</i> no <i>TwidoSoft</i> .....	80
Fig. 4.4 – Protótipo em fase de testes .....	81
Fig. 4.5 – <i>Grafcet</i> de controlo dos motores hidráulicos.....	81
Fig. 4.6 – <i>Grafcet</i> de controlo da subida e descida do chassis.....	82
Fig. 4.7 – <i>Grafcet</i> de controlo da direcção.....	83
Fig. 4.8 – <i>Grafcet</i> de controlo da inclinação (1ª versão).....	84
Fig. 4.9 – <i>Grafcet</i> de controlo da inclinação (2ª versão).....	86
Fig. 4.10 – <i>Grafcet</i> de controlo de pressão .....	88
Fig. 4.11 – Limitação da inclinação lateral do chassis do protótipo (1ª versão).....	89
Fig. 4.12 – Limitação da inclinação lateral do chassis do protótipo (2ª versão).....	89
Fig. 4.13 – <i>OFS Configuration Tool</i> .....	91
Fig. 4.14 – Configuração do protocolo de comunicação OPC.....	92
Fig. 4.15 – <i>OFS Testing Client</i> .....	92
Fig. 4.16 – Definição de um grupo de variáveis no <i>OFS Testing Client</i> .....	93
Fig. 4.17 – Definição da variável a testar no <i>OFS Testing Client</i> .....	93
Fig. 4.18 – Resultado do teste efectuado à variável %MW1 .....	94
Fig. 4.19 – Configurações iniciais do <i>Vijeo Citect</i> .....	95
Fig. 4.20 – Configuração do dispositivo I/O no <i>Vijeo Citect</i> .....	95
Fig. 4.21 – Interface gráfica do sistema SCADA - Modo Automático.....	96
Fig. 4.22 – Interface gráfica do sistema SCADA - Resumo de Alarmes.....	98
Fig. 4.23 – Interface gráfica do sistema SCADA - Modo Manual .....	99
Fig. 4.24 – Interface gráfica do sistema SCADA – Modo de Calibração.....	100
Fig. 4.25 – Definição de uma variável digital no <i>Vijeo Citect</i> .....	101
Fig. 4.26 – Definição de uma variável analógica no <i>Vijeo Citect</i> .....	101

Fig. 4.27 – Configuração das <i>tabs</i> no <i>Vijeo Citect</i> .....	102
Fig. 4.28 – Configuração dos comandos dos actuadores no <i>Vijeo Citect - Set</i> .....	103
Fig. 4.29 – Configuração dos comandos dos actuadores no <i>Vijeo Citect - Reset</i> .....	103
Fig. 4.30 – Configuração de um <i>slider</i> vertical no <i>Vijeo Citect</i> .....	104
Fig. 4.31 – Apresentação das leituras dos transdutores no <i>Vijeo Citect</i> .....	105
Fig. 4.32 – Apresentação da carga das baterias no <i>Vijeo Citect</i> .....	106
Fig. 4.33 – Comandos concebidos para o controlo dos alarmes no <i>Vijeo Citect</i> .....	107
Fig. 4.34 – Configuração de um alarme digital no <i>Vijeo Citect</i> .....	108
Fig. 4.35 – Configuração de um alarme analógico no <i>Vijeo Citect</i> .....	109
Fig. 5.1 – Mesa Hidráulica Móvel.....	111



## Índice de Tabelas

Tabela 3.1 – Funções dos vários módulos do autómato .....	65
Tabela 4.1 – Funções implementadas no modo automático do <i>software</i> de supervisão .....	97
Tabela 4.2 – Código de cores utilizado no resumo de alarmes .....	98





# **1 Introdução**

A cada dia a robótica dá passos muito importantes em diversas áreas, ajudando o homem a realizar tarefas que sem estas maravilhas seriam totalmente impensáveis. Inicialmente os equipamentos robotizados eram usados sobretudo em ambientes hostis para os seres humanos, mas são cada vez mais utilizados para limpar pisos, cortar relva, exploração subaquática e aeroespacial, cirurgias, resgate, entretenimento, etc.

Dada a importância dos robôs e a sua crescente aplicação, temos como objectivo criar um equipamento dotado de mobilidade e flexibilidade, doravante designado Mesa Hidráulica Móvel, capaz de combinar o melhor de dois mundos da robótica móvel: os “robôs com pernas” e os “robôs com rodas”. Pretende-se assim simular o caminhar de um animal quadrúpede ao ultrapassar obstáculos mais complicados, enquanto que em superfícies planas a locomoção é efectuada recorrendo-se às rodas, actuando as pernas apenas como suspensão. Futuramente pretende-se que o protótipo seja autónomo, equipado com GPS e visão artificial.

Esta monografia é o relatório final da segunda fase do desenvolvimento de uma Mesa Hidráulica Móvel, concebida no âmbito do projecto de fim de curso do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, opção de Automação, da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Realizado no segundo semestre do ano lectivo de 2008/09, este trabalho contou com a orientação do Professor Francisco Freitas.

A primeira fase deste projecto decorreu no ano lectivo de 2006/2007, tendo o aluno André Martins, sob a orientação do Prof. Francisco Freitas, conseguido construir a primeira versão do protótipo com características bastante promissoras. Por ter sido concebido, construído e colocado em funcionamento em 6 meses, evidenciou alguns problemas e permitiu revelar potencialidades novas, que se pretendem neste trabalho identificar, melhorar e implementar.

## 1.1 Equipamentos de Referência

Com a intenção de melhor cumprir os objectivos deste trabalho, fez-se uma breve pesquisa de equipamentos que possam servir de referência à “Mesa Hidráulica Móvel” que se pretende aperfeiçoar, utilizando-se como ferramenta de trabalho a informação disponível na “internet”.

Após esta pesquisa constatou-se que há 15-20 anos atrás já se procuravam equipamentos com características semelhantes às da Mesa Hidráulica, onde o MIT e a NASA são sem dúvida pioneiros. Devido aos sucessivos avanços na área da computação industrial e da instrumentação, recentemente os robôs têm evoluído cada vez mais, sendo de esperar grandes progressos na área da inteligência artificial.

Em seguida serão descritos alguns equipamentos de robótica móvel de referência.

### 1.1.1 Titan VI

O TITAN VI (Hirose Fukushima Robotics Lab 2009) foi desenvolvido entre 1990 e 1994 pelo *Hirose Fukushima Robotics Lab*. Trata-se de um protótipo quadrúpede concebido para se movimentar em superfícies planas e escadas com inclinações inferiores a 40°. Este tem 1,5 m de comprimento, 1 metro de largura e pesa 190 kg, como sistema de propulsão utiliza 12 motores DC de 120 W cada.

Este equipamento utiliza juntas prismáticas de maneira a evitar que os “tornozelos” colidam com os degraus, aumentando assim a área acessível dos pés.



Fig. 1.1 – TITAN VI

De maneira a garantir que todas as pernas permaneçam em contacto com o solo, o equipamento possui sensores de força que possibilitam a detecção desse contacto.

### 1.1.2 Titan XI

O TITAN XI (Hirose Fukushima Robotics Lab 2009) trata-se de uma evolução do TITAN IV e foi desenvolvido, em 2002, pelo *Hirose Fukushima Robotics Lab*. O equipamento foi concebido para efectuar trabalhos na área da construção civil, mais concretamente no reforço de encostas de modo a evitar deslizamentos de terras aquando da construção de estradas ou ferrovias. É utilizado para perfurar a rocha, permitindo a instalação de parafusos de grandes dimensões que sustentam o solo, evitando assim as derrocadas.

Este equipamento, com uma massa de 7000 Kg e 49,1 KW de potência, possui um sistema de locomoção misto bastante interessante, utilizando simultaneamente lagartas e pernas. As lagartas são utilizadas no deslocamento em superfícies menos irregulares, assim como na sua carga e descarga para camiões de transporte entre os vários locais de trabalho. Quanto às pernas, estas são utilizadas quando o equipamento se desloca em encostas com superfícies irregulares, tal como se pode observar na fig. 1.2. Atendendo a que o equipamento possui comandos independentes para os diferentes actuadores hidráulicos nas várias pernas, isto permite definir com maior precisão a inclinação da broca quando o equipamento se encontra a perfurar a rocha.



Fig. 1.2 – TITAN XI a subir uma encosta

Para além das lagartas e das pernas, o equipamento possui ainda um sistema de guinchos para o sustentar quando se encontra a trabalhar em encostas muito inclinadas, por vezes até verticais.

### 1.1.3 BigDog

O *BigDog* (Boston Dynamics 2009) está a ser desenvolvido pela *Boston Dynamics* com o objectivo de criar um robô que seja capaz de se deslocar em qualquer tipo de terreno que um animal ou ser humano consiga alcançar, sendo o programa financiado pela *Defence Advanced Research Project Agency* (DARPA).

O robô tem aproximadamente as dimensões de um cão de grande porte, medindo um metro de comprimento, 700 mm de altura e pesando 75 kg.



Fig. 1.3 – BigDog

Este equipamento consegue atingir uma velocidade máxima de 6 km/h, sobe rampas com inclinações até 35° e tem uma capacidade de carga de 125 kg. Contudo a sua principal vantagem é movimentar-se nos mais variados tipos de terreno mantendo sempre o equilíbrio, tais como escombros, gelo, neve, lama, entre outros.

O *BigDog* é accionado por um motor a gasolina que gera a energia necessária para alimentar o sistema hidráulico. Além disso possui um sistema de reutilização de energia que recicla a energia de um passo para outro. Para a gestão da dinâmica do sistema, de maneira a manter o equilíbrio, o equipamento possui um computador de bordo que gere a informação dos diversos sensores e envia os sinais de comando aos servos dos actuadores hidráulicos.

Concluindo, o *BigDog* é provavelmente o robô quadrúpede mais avançado construído até ao momento.

#### 1.1.4 Athlete

O *All-Terrain Hex-Legged Extra-Terrestrial Explorer* (National Aeronautics and Space Administration 2009) está a ser desenvolvido pelo *California Institute of Technology*, em conjunto com a NASA, a Universidade de *Stanford* e a *Boeing*. Este projecto tem como principal objectivo conceber um veículo para transporte de carga, capaz de se movimentar na superfície lunar, mantendo a horizontalidade do chassis mesmo sobre superfícies inclinadas, como se pode observar na fig. 1.4. É também desejado que este tenha uma elevada capacidade de carga, de modo a conseguir transportar o módulo lunar, permitindo assim alargar o raio de acção dos astronautas em futuras missões à lua.

A primeira versão deste equipamento consegue atingir uma velocidade máxima de 10 km/h, possui quatro metros de diâmetro e consegue transportar uma carga de 450 kg. Para além disso, o veículo é capaz de vencer rampas com inclinações até 35° quando sobre superfícies rochosas e de 25° sobre superfícies arenosas.

Outra funcionalidade interessante é a possibilidade de se poderem acoplar ferramentas, tais como brocas ou garras, usando o sistema de accionamento das rodas para fornecer energia a esses acessórios.



Fig. 1.4 – Athlete

## **1.2 Descrição Breve do Trabalho Anterior**

Tal como foi referido anteriormente, o projecto proposto consiste na evolução de um trabalho originalmente realizado no contexto da disciplina de Laboratórios de Automação, disciplina integrante da opção de Automação, da Licenciatura em Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Este teve por título “Veículo Hidráulico” (Martins 2007) e foi desenvolvido no segundo semestre do ano lectivo de 2006/2007 pelo aluno André Martins, sob a orientação do Prof. Francisco Freitas.

Este trabalho consistiu na concepção de raiz de um veículo protótipo de características inovadoras, para circulação essencialmente em ambientes interiores, sendo desejável que este tivesse elevada flexibilidade de movimentos para fins demonstrativos.

Algumas características a considerar seriam a manutenção da sua “horizontalidade”, mesmo sobre superfícies inclinadas, capacidade para vencer alguns obstáculos, tais como pequenos degraus, e ainda possuir capacidade de elevação de cargas.

É reconhecido que a maior parte dos veículos destinados ao uso em espaços interiores são de accionamento eléctrico, não cumprindo parte dos pressupostos anteriormente mencionados. Os intervenientes no projecto optaram, assim, por prever a utilização de accionamentos hidráulicos, visto que este tipo de sistemas apresentam componentes mais compactos, leves e flexíveis, e com elevada capacidade de força.

Dado que se pretendem realizar velocidades reduzidas, os accionamentos hidráulicos conseguem disponibilizar forças/binários elevados mesmo funcionando a baixas velocidades. Ora, a utilização de actuadores compactos, sem recurso à utilização de redutores, como se verifica nos accionamentos eléctricos, significa que o sistema accionamento será mais leve, o que poderá conduzir a uma maior capacidade de carga útil.

Quanto ao sistema de tracção, é comum utilizarem-se rodas na maior parte dos veículos, existindo no entanto alguns equipamentos móveis que o fazem utilizando pernas. Dado que se pretendia um protótipo inovador, foi concebido um sistema misto que conseguisse agregar as vantagens destas duas soluções de movimentação. Ou seja, a maior velocidade adequada à movimentação sobre superfícies planas conseguida com o uso de rodas, bem com a elevada flexibilidade e adaptabilidade aos mais diversos tipos de obstáculos, típica de equipamentos móveis com pernas.

Partindo destas ideias, foi então concebido um veículo quadrúpede de accionamento hidráulico, fig. 1.5.



Fig. 1.5 – Modelo 3D do protótipo original

Como se pode verificar, o protótipo possui pernas duplamente articuladas, accionadas por cilindros hidráulicos, em que cada uma é comandada individualmente. Esta característica permite definir facilmente a inclinação da mesa, bastando para isso ter as pernas elevadas a diferentes níveis umas das outras. Esta configuração possibilita também regular a altura do veículo, o que é bastante vantajoso quando se pretende ultrapassar obstáculos. Para além disso, é também possível baixar o chassis quase até ao nível do solo, estando por isso facilitadas as tarefas de carga e descarga.

Tendo presente a ideia de construir um veículo com um sistema de locomoção misto, foram também instaladas duas rodas em cada “pé” accionadas por motores hidráulicos, constituindo uma solução de movimentação a quatro rodas independentes. Assim sendo, na maior parte dos casos, a articulação das pernas actuará como sistema de suspensão.

Visto existir a possibilidade de travar individualmente os motores, a locomoção do veículo poderá ser efectuada exclusivamente pela articulação das pernas, sendo este modo de funcionamento ideal para a transposição de obstáculos.



Fig. 1.6 – Transposição de um obstáculo



Um veículo com as características expostas requer um funcionamento e comando automáticos, mesmo que sob controlo manual remoto. Não se exclui a possibilidade deste funcionar autonomamente, dispensando-se assim a interacção humana.

No trabalho realizado, para permitir o comando dos múltiplos movimentos elementares, foi prevista a utilização de um autómato programável de características industriais, devido à grande fiabilidade e robustez típicas deste tipo de equipamentos. De modo a garantir um movimento suave e preciso, foram previstos meios de medição das principais grandezas associadas aos movimentos, tais como as posições dos actuadores hidráulicos. Em complemento, foi ainda incluído um inclinómetro com dois graus de liberdade para efectuar a medição da inclinação do chassis.

No final deste trabalho inicial, foi construído e colocado em funcionamento um veículo protótipo controlado remotamente sendo possível controlar a inclinação e altura do chassis, conseguindo também levantar as pernas de modo a facilitar a transposição de obstáculos.



Fig. 1.7 – Fotografia do protótipo original



### **1.3 Considerações Sobre o Trabalho Anterior**

Olhando para o trabalho originalmente realizado, conclui-se que este constitui uma excelente plataforma para evoluções futuras, sendo a ideia de um veículo equipado simultaneamente com pernas e rodas bastante inovadora. Este sistema de locomoção permite ao veículo mover-se facilmente em superfícies bastante diversificadas, mantendo a carga sempre estável e segura.

Durante o desenvolvimento do projecto o protótipo não foi dotado de sistema de direcção, como seria desejável, estando portanto limitado a mover-se em linha recta. Para além disso, seria positivo se a parte superior do chassis estivesse completamente livre de componentes, de maneira a ser possível acomodar facilmente a carga a transportar.

Outro ponto negativo é o peso excessivo dos componentes hidráulicos, mais concretamente das válvulas, que estão instaladas em blocos de ferro fundido. Além disso, a central hidráulica está bastante desactualizada, o que se traduz numa massa elevada. Estes factores têm grande influência na carga útil do veículo, que se afasta da solução pretendida.

Devido às limitações temporais, o software de comando desenvolvido ficou aquém dos requisitos, apenas era possível controlar manualmente cada um dos actuadores, dado que não foi desenvolvido nenhum software capaz de controlar automaticamente a inclinação do veículo, por exemplo. Por outro lado, o controlo destas funções básicas, apesar de ser efectuado remotamente, é conseguido com recurso ao *software* de programação do autómato, o que torna o protótipo difícil de operar, especialmente por pessoas pouco familiarizadas com este tipo de programas informáticos.

## **1.4 Objectivos Genéricos do Presente Trabalho**

Dado que este projecto constitui uma evolução de um trabalho desenvolvido anteriormente, no final deste trabalho espera-se obter uma segunda versão adaptada do protótipo original onde as principais limitações do equipamento anterior sejam corrigidas. Este deverá ser capaz de cumprir os seguintes requisitos:

- A parte superior do chassis deve estar livre de componentes, de modo a facilitar o transporte de carga;
- Possuir um sistema de direcção comandável;
- Capacidade de regular a inclinação do chassis de forma automática;
- Capacidade de superar pequenos obstáculos;
- O comando do protótipo deve ser feito remotamente;
- Possuir uma interface homem-máquina (HMI) fácil de utilizar.

## 2 Estudos Prévios e Avaliações

Neste capítulo será feita uma análise mais detalhada do protótipo original com o objectivo de se perceber melhor quais as suas limitações, sendo também expostas várias soluções para cada problema. Esta primeira abordagem permitirá definir as alterações e novos sistemas a implementar, contribuindo para que a concepção e desenvolvimento da nova versão se façam de uma forma mais rápida e eficiente.

De forma a facilitar a exposição dos vários assuntos alvo de avaliação, este capítulo encontra-se dividido nas seguintes secções:

- *Estrutura Mecânica*, onde será analisada a estrutura mecânica desenvolvida anteriormente e propostas modificações de modo ao protótipo poder cumprir mais facilmente os requisitos estabelecidos anteriormente;
- *Sistema de Accionamento*, onde será analisado o sistema hidráulico implementado no trabalho original e em seguida analisadas as suas vantagens e desvantagens, de modo a ser possível concluir sobre as alterações a efectuar a este sistema;
- *Sensorização*, onde serão analisados os vários sensores e transdutores instalados até ao momento na Mesa Hidráulica Móvel e tecidas algumas considerações acerca da possível adição de outros componentes deste tipo;
- *Sistema Eléctrico e Hardware*, onde será analisado o sistema eléctrico instalado no protótipo de modo a ser possível reconhecer quais as suas principais vantagens e desvantagens, conseguindo-se assim concluir mais facilmente acerca da necessidade de efectuar alterações a este sistema;
- *Tarefas a Realizar no Decorrer do Projecto*, nesta secção será efectuada uma síntese de todo o capítulo de modo a ser possível reconhecer quais serão as tarefas a realizar no decorrer do presente projecto.

## 2.1 Estrutura Mecânica

A estrutura do “Veículo Hidráulico” era bastante simples, sendo constituída por uma superfície superior, o “tampo” da mesa, suportada por quatro pernas articuladas. O material utilizado para a sua construção foram perfis em liga de alumínio, o que a tornou bastante leve.

O tampo da mesa, destinado ao suporte de carga, tinha 800x600 de dimensão, sendo possível, através da articulação das pernas, variar a sua altura desde os 600 mm até aos 1060 mm, tal como se pode observar na fig. 2.1.

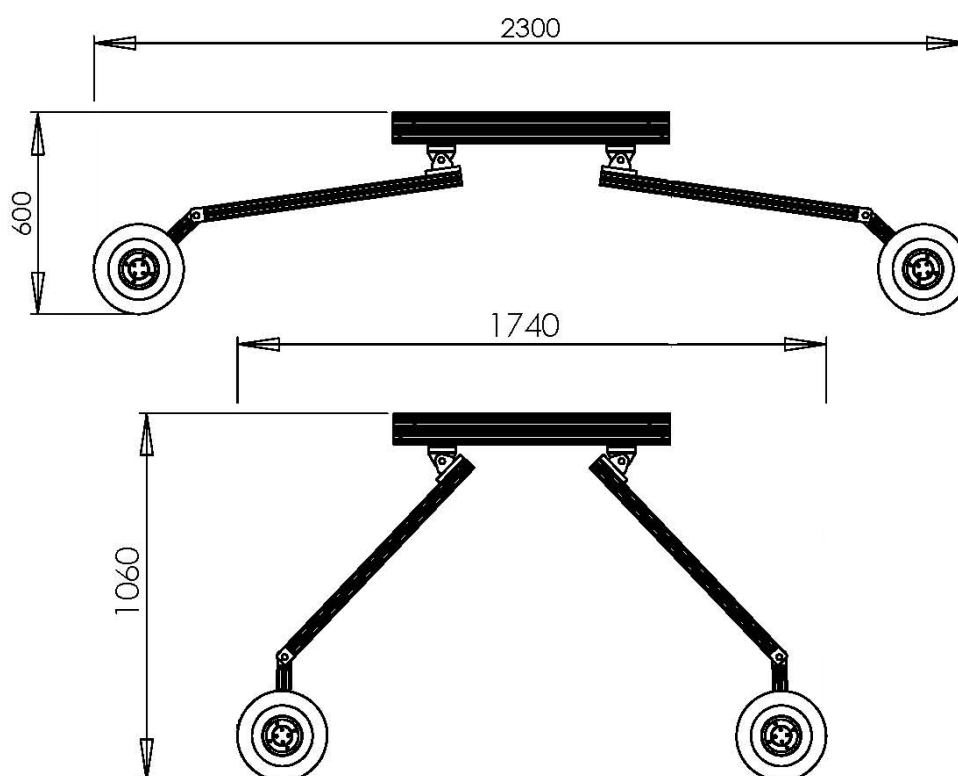


Fig. 2.1 – Estrutura mecânica do protótipo original

Através da articulação das pernas, era ainda possível definir a inclinação da mesa conforme desejado, embora fosse necessário algum cuidado ao inclinar o protótipo para os lados pois este poderia tombar. Esta estrutura também não impunha restrições à transposição de pequenos degraus, bastando para isso levantar de forma alternada as várias pernas, simulando-se assim o andar de um animal quadrúpede. No entanto era necessário inclinar previamente o chassis sempre que se pretendesse levantar uma perna, de modo a deslocar o centro de massa com o objectivo de estabilizar o protótipo.

As limitações estruturais descritas anteriormente podem ser facilmente resolvidas com recurso a um software de controlo adequado, não implicando por isso alterações na estrutura mecânica.

A única limitação que justificava alterações na estrutura mecânica era a ausência de um sistema de direcção. Para introduzir esta funcionalidade no novo protótipo foram consideradas duas soluções:

- Instalar um actuador rotativo no interior de cada perna, passando cada perna a ter direcção independente;
- Implementar uma articulação central, obtendo-se um sistema de direcção semelhante ao de um *Dumper*.

A primeira solução possibilitaria ao protótipo deslocar-se em qualquer direcção, mesmo em torno do seu centro de rotação. Mas, quando comparada com a outra alternativa, a instalação deste sistema seria muito mais complexa e dispendiosa, obrigando a grandes alterações no sistema original. Isto porque para adaptar este novo sistema seria necessário refazer todo o mecanismo de tracção.

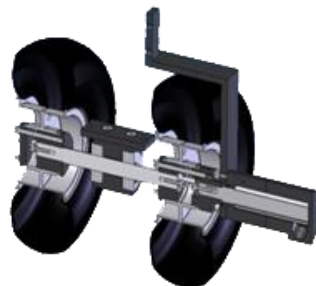


Fig. 2.2 – Vista em corte do mecanismo de tracção

A segunda solução apesar de um pouco mais limitada seria muito mais simples de implementar, bastando para isso construir uma segunda mesa semelhante à já existente e colocar uma articulação ao centro, tal como se pode observar na fig. 2.3.

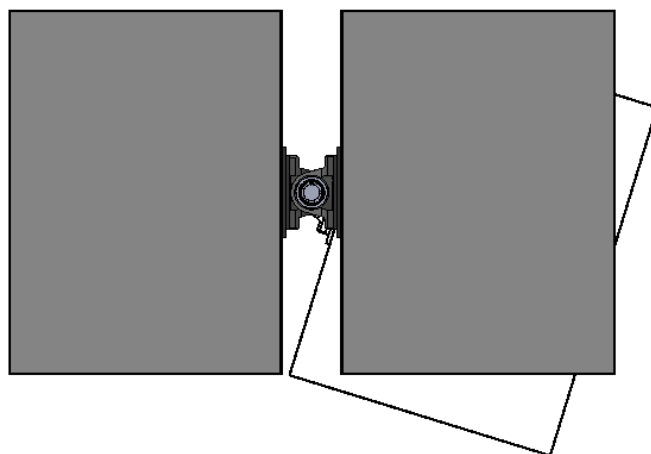


Fig. 2.3 – Funcionamento do sistema de direcção

Com o intuito de estabelecer uma melhor comparação entre as duas soluções, sentiu-se a necessidade de estimar o ângulo de viragem máximo que seria possível obter caso se optasse por um sistema de direcção semelhante a um *Dumper*. Com o auxílio do *SolidWorks 2009* chegou-se à conclusão que seria possível obter um ângulo máximo de  $17^\circ$ , o que significa que o protótipo seria capaz efectuar curvas com raio superior a 2,2 m.

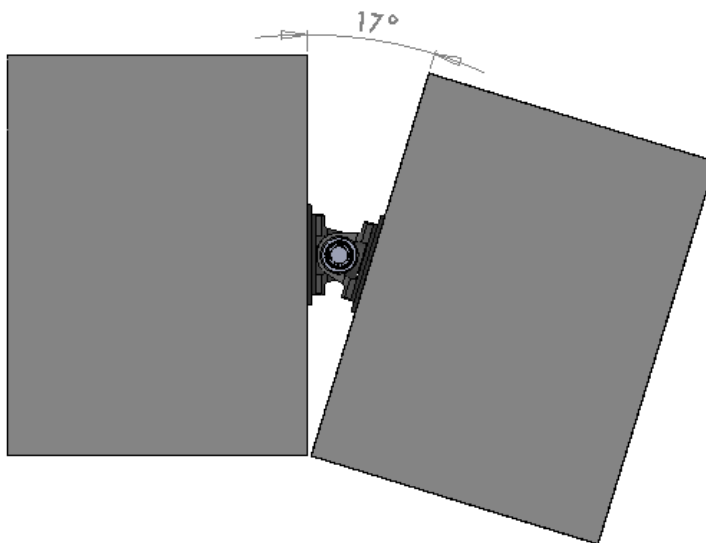


Fig. 2.4 – Ângulo de viragem

Efectuada a análise dos prós e contras de cada solução, optou-se pela segunda alternativa devido à sua simplicidade e menor custo. Outro ponto a favor desta solução é o facto de esta criar mais espaço para os componentes, dado que será necessário construir uma segunda mesa, o que irá permitir alojar todos os componentes hidráulicos na parte inferior de uma das mesas e o sistema eléctrico na outra, ficando a parte superior disponível para o transporte de carga.

## 2.2 Sistema de Accionamento

O sistema de accionamento do protótipo original era composto por oito cilindros e quatro motores hidráulicos, estando os cilindros responsáveis pelas diversas articulações e os motores pelo accionamento das rodas.



Fig. 2.5 – Pormenor de uma perna

O comando destes actuadores era efectuado com recurso a quatro sub-circuitos semelhantes, um para cada perna. Cada um deles era alimentado por uma bomba hidráulica independente, sendo todas as bombas accionadas pelo mesmo motor eléctrico, dotado de velocidade variável. Como as bombas possuíam cilindradas iguais, conseguia-se com esta configuração o sincronismo necessário entre as quatro pernas durante os movimentos de subida e de descida do chassis.

Tendo em mente que a pressão máxima adoptada para este sistema foi de 35 bar, com o objectivo de se estimar a capacidade de carga do protótipo, foram calculadas as forças máximas disponibilizadas pelos cilindros da elevação através da seguinte equação:

$$F_{max} = P_{max} \times A \quad (2.1)$$

Onde  $F_{max}$  é a força máxima disponibilizada pelo actuador,  $P_{max}$  a pressão máxima de funcionamento do sistema hidráulico e  $A$  a área.

Como os cilindros da elevação possuem 8 cm<sup>2</sup> de área de êmbolo, substituindo este valor na equação 2.1, obteve-se uma força máxima de 2813 N para o movimento de avanço, que será o movimento a efectuar quando se pretender elevar o protótipo.

Após calculada a força máxima disponibilizada por estes actuadores, foi elaborado o gráfico apresentado na fig. 2.6, que representa a capacidade de carga do protótipo em função da posição dos cilindros da elevação.

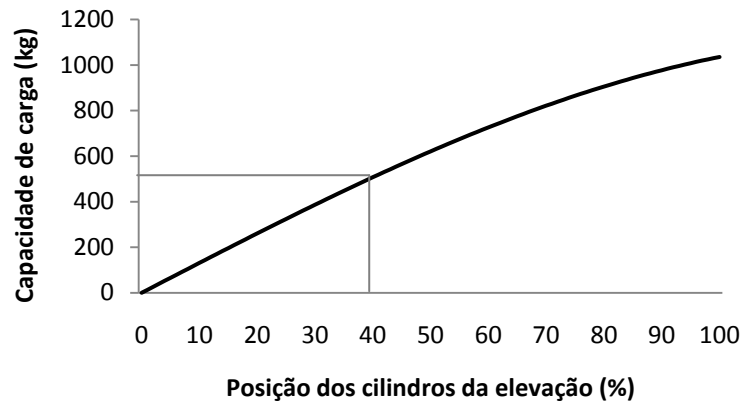


Fig. 2.6 – Capacidade de carga em função da posição dos cilindros da elevação

Como se pode observar no gráfico anterior, a capacidade de carga do protótipo é muito influenciada pela posição dos cilindros da elevação, variando desde os 1035 kg, quando estes se encontram na sua posição mais avançada, até uma capacidade nula quando os actuadores se encontram totalmente recuados. Isto porque quanto mais recuada for a posição dos cilindros da elevação, maior será o ângulo formado entre estes e a vertical. O que irá conduzir a um menor aproveitamento da força disponibilizada pelos actuadores para elevar o protótipo, tal como se pode verificar na fig. 2.7.

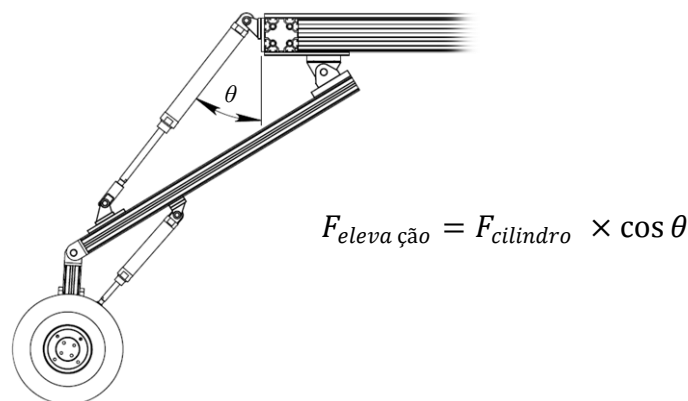


Fig. 2.7 – Força de elevação disponibilizada pelos actuadores

Dado que o protótipo original possuía uma massa global de 286 kg, após analisar o gráfico da fig. 2.6 concluiu-se que, em condições normais, o movimento dos cilindros da elevação deve ser limitado de modo a nunca se baixar dos 40% do seu curso original. Com esta limitação, consegue-se garantir que o protótipo possui força de elevação suficiente para se erguer, qualquer que seja a posição dos actuadores.



Na fig. 2.8 apresenta-se o esquema do circuito hidráulico instalado no protótipo original. Deve-se referir que apenas é representado um dos quatro sub-circuitos anteriormente referidos devido ao facto de os quatro sub-circuitos serem muito semelhantes. Para além destes, encontra-se também representado o sub-circuito da contrapressão cujo funcionamento será descrito mais à frente.

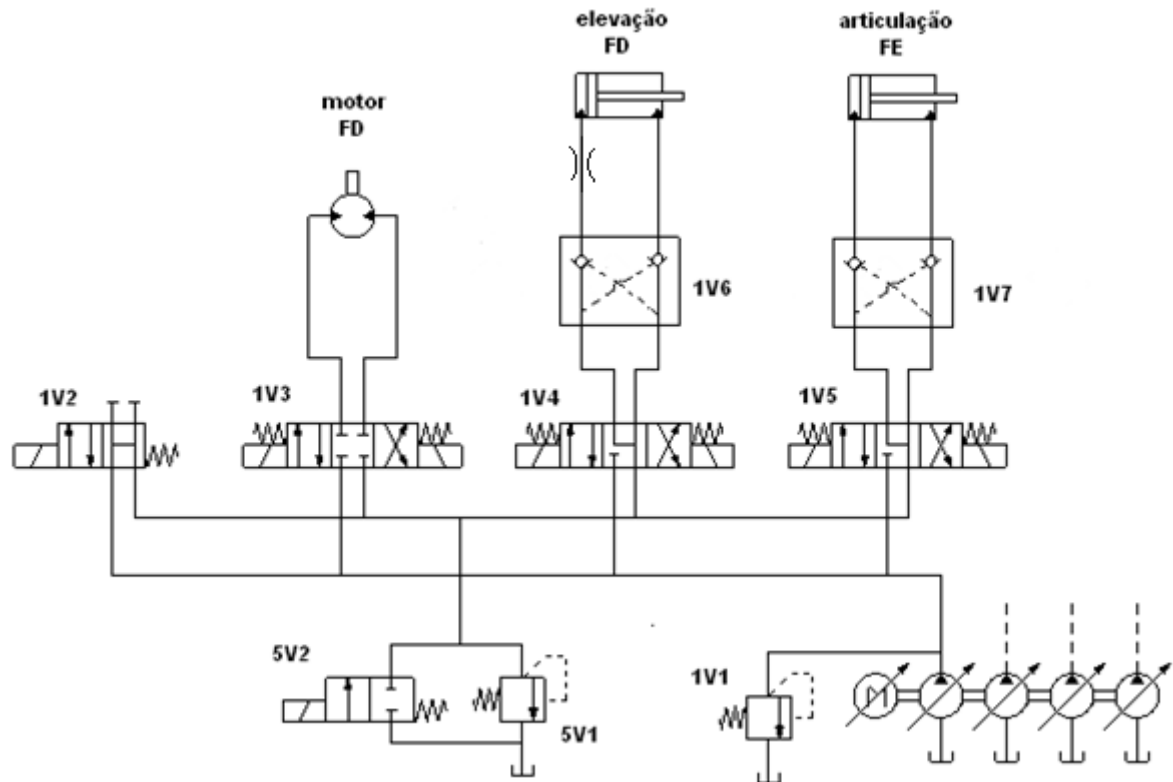


Fig. 2.8 – Circuito hidráulico da solução original

Tal como se pode observar na figura anterior, para permitir que o protótipo se mantenha elevado mesmo com o motor eléctrico desligado, foram instaladas válvulas de retenção pilotadas nos cilindros de elevação e articulação (válvulas 1V6 e 1V7). Caso contrário, quando o motor eléctrico fosse desligado, o protótipo desceria descontroladamente por acção da gravidade.

Uma análise superficial desta solução hidráulica poderia levar a concluir da impossibilidade de se conseguir “movimentos simultâneos” dos cilindros da articulação e da elevação de uma mesma perna, dado serem alimentados pela mesma bomba. No entanto, uma particularidade deste circuito era, por exemplo, o cilindro da articulação da perna frente direita ser accionado pelo sub-circuito da perna frente esquerda e vice-versa. Esta característica possibilitava a movimentação dos cilindros da elevação e da articulação de uma determinada perna em simultâneo.

Outra característica importante desta solução, foi a utilização de uma electroválvula 4/2 (1V2) em cada sub-circuito responsável por colocar o sub-circuito em descarga quando este não estivesse a ser utilizado, possibilitando assim uma gestão mais eficiente da potência instalada. Esta característica era bastante útil quando se pretendia movimentar apenas uma perna, visto que era possível colocar os outros sub-circuitos em descarga, ficando assim toda a potência disponível para efectuar o movimento pretendido.

As válvulas 5V1 e 5V2 eram responsáveis por estabelecer a contrapressão necessária quando se pretendesse descer o chassis, evitando assim fenómenos como a cavitação<sup>1</sup>. Quando a válvula 5V1 se encontrasse actuada o óleo fluiria livremente para o reservatório. Caso contrário, o óleo seria forçado a passar pela válvula 5V2 estabelecendo-se assim a contrapressão, esta é necessária sempre que a gravidade estiver a favor do movimento que se pretende efectuar.

Este circuito estava implementado no protótipo com válvulas normalizadas de montagem sobre placa base, o que o tornava bastante volumoso, ocupando a totalidade da parte inferior da mesa (800x600 mm de dimensão), fig. 2.9. Para além disso, estes componentes foram montados sobre blocos de ferro fundido, à semelhança das construções comuns em máquinas industriais, o que conduziu a um sistema bastante pesado.

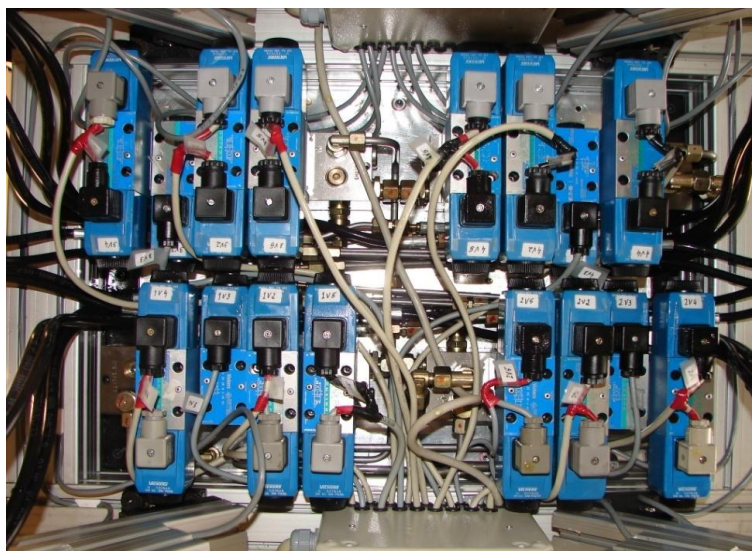


Fig. 2.9 – Parte inferior do protótipo original

---

<sup>1</sup> Cavitação é o nome que se dá ao fenómeno de vaporização de um líquido pela redução da pressão, nos sistemas hidráulicos esta deve ser evitada devido à erosão que provoca nos actuadores.

A central hidráulica era constituída por uma bomba de êmbolos em linha accionada por um motor AC trifásico de 370 W. Esta bomba possuía quatro elementos bombantes individualizáveis, sendo cada um deles responsável pela alimentação de um sub-circuito, conseguindo-se assim o efeito de quatro bombas hidráulicas de um êmbolo cada. Este sistema, tal como as válvulas, era bastante volumoso e pesado, para além disso era também algo ruidoso para os requisitos da aplicação. Era, no entanto, a solução disponível no momento para a aplicação.

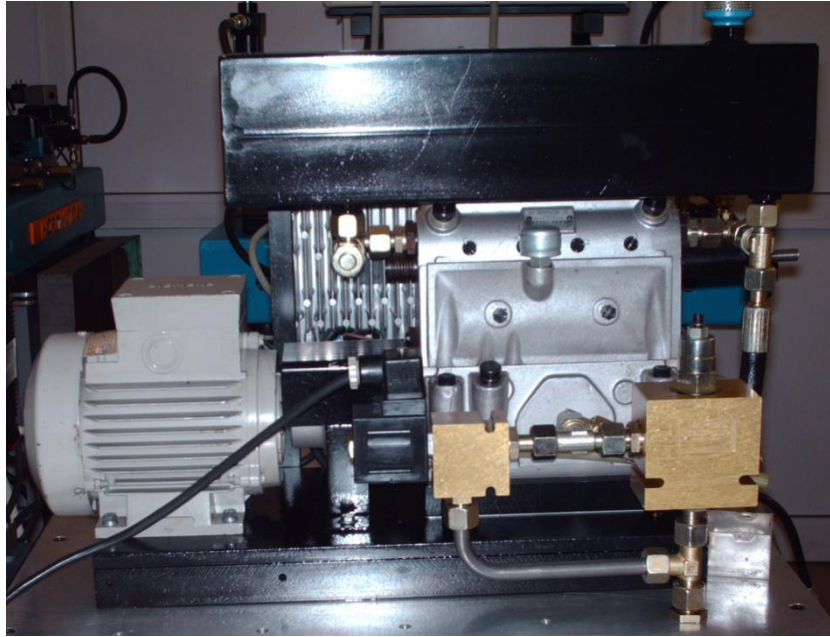


Fig. 2.10 – Central hidráulica anterior

Como se pretende que no novo protótipo o sistema hidráulico (tanto as válvulas como a central) ocupe apenas a parte inferior de uma das mesas, chegou-se à conclusão que seria necessário substituir todo o sistema por um bastante mais compacto.

Uma solução possível para diminuir o espaço ocupado pelas válvulas é a substituição das existentes por válvulas de roscar montadas em blocos de liga de alumínio (solução possível dada a baixa pressão utilizada na solução). Este tipo de componentes é muito utilizado em aplicações móveis de baixo caudal (como é o caso da Mesa Hidráulica Móvel) devido à sua compacidade e peso diminuto. Para além disso, esta alteração conduz a uma poupança significativa de energia eléctrica, dado que o consumo de corrente das bobinas destas válvulas é muito inferior ao das utilizadas no circuito instalado no protótipo original.



Fig. 2.11 – Válvula de roscar

A nova central hidráulica, em vez de quatro sub-circuitos terá de alimentar cinco, devido à necessidade de um sub-circuito extra para a direcção.

Para esta nova central foram ponderadas duas alternativas:

- Uma delas seria a utilização de uma central semelhante à anterior, mas desta vez com cinco pequenas bombas de engrenagem accionadas por um único motor eléctrico.

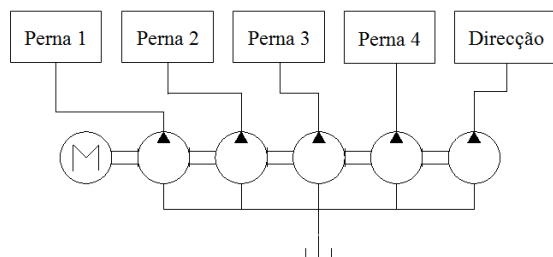


Fig. 2.12 – Central com 5 bombas hidráulicas

- Em alternativa, seria utilizado um divisor de caudal<sup>2</sup>, utilizando-se desta vez uma central com apenas uma bomba hidráulica.

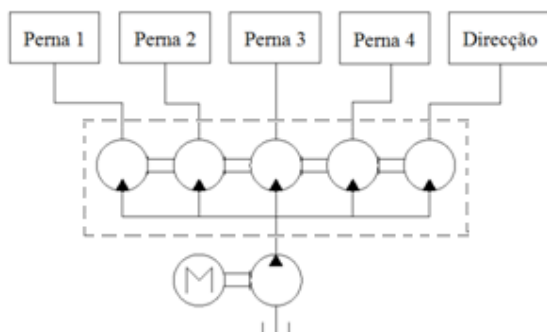


Fig. 2.13 – Central hidráulica simples e divisor de caudal

---

<sup>2</sup> Um divisor de caudal é composto por vários motores hidráulicos iguais unidos pelo mesmo veio. Este tipo de componente é utilizado quando se pretende dividir igualmente o caudal proveniente de um circuito, por vários sub-circuitos.

## 2.3 Sensorização

Tal como foi referido anteriormente, um dos principais requisitos do protótipo original era a manutenção da sua horizontalidade, mesmo quando este se encontrasse sobre superfícies irregulares. De forma a ser possível efectuar um controlo de inclinação adequado, o “Veículo Hidráulico” havia sido equipado com um inclinómetro. O modelo escolhido foi uma solução sem partes móveis, o SCA121T da *VTI Technologies*, que permite efectuar a medição da inclinação de dois eixos independentes.



Fig. 2.14 – Inclinómetro VTI SCA121T

Após uma consulta do catálogo do fabricante (VTI Technologies Oy 2005) chegou-se à conclusão que este transdutor possui uma gama de medição de 60°, ou seja, pode medir inclinações entre -30° e +30° em cada eixo. Logo, nunca se poderá exigir que o chassis do protótipo tenha inclinações superiores a 30°, valor que excede longamente os requisitos do equipamento.

Além disso, o inclinómetro apresentado anteriormente possui uma exactidão de 0,1° e uma largura de banda de 18 Hz, valores que são adequados às características pretendidas para o protótipo. Dado que, neste sistema os movimentos são lentos e a estratégia de controlo de inclinação é do tipo *On/Off*, dado que as electroválvulas a utilizar também são deste tipo.

Em complemento ao inclinómetro, foram também incorporados transdutores de posição nos actuadores responsáveis pelo accionamento da elevação e da articulação, conseguindo-se assim para além do controlo de inclinação efectuar também o controlo da altura do chassis.

Dado que para estes componentes não era necessária uma grande exactidão, foram instalados transdutores de cabo potenciométricos devido ao seu baixo custo e facilidade de incorporação. O fabricante escolhido foi a *Micro – Epsilon*, mais concretamente o modelo MK30, com uma gama de medição de 250 mm, visto que os actuadores da elevação e da articulação têm cursos de 200 mm e 100 mm respectivamente.



Fig. 2.15 – Transdutor de posição *Micro – Epsilon MK30*

Após consultar o catálogo destes componentes (Micro - Epsilon 2007), verificou-se que possuem uma resolução de 0,1 mm, que como já se tinha afirmado anteriormente, é o adequado, dado que o feedback mais preponderante é o fornecido pelo inclinómetro.

Depois de analisados os transdutores já instalados no protótipo original, efectuaram-se alguns testes ao veículo hidráulico com o objectivo de averiguar sobre a necessidade da incorporação de outros transdutores. É certo que era necessário adicionar outro transdutor de posição com o objectivo de efectuar a medição do ângulo da direcção.

Uma vez que o equipamento possui quatro pernas e não possui suspensão elástica, existia a possibilidade de uma das pernas ficar levantada, fazendo com que essa roda ficasse sem tracção. Este problema poderá ser facilmente resolvido com a incorporação de transdutores de pressão, tal como no protótipo apresentado na secção 1.1.1, o *Titan VI*. Com a adição destes componentes será possível desenvolver um software de controlo de pressão adequado, conseguindo-se assim detectar se uma das pernas se encontra levantada ou com carga exagerada sobre o pavimento e, conseqüentemente, tomar as medidas necessárias para corrigir o problema.

## 2.4 Sistema Eléctrico e *Hardware*

O protótipo original, como já foi referido na secção 1.2, era controlado através de um micro-autómato programável de características industriais, mais concretamente o *Twido* da *Schneider Electric*. Este equipamento para além de fiável e resistente, é também modular o que facilita a adição de componentes ao protótipo.

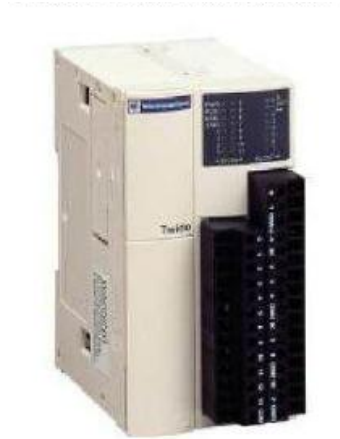


Fig. 2.16 – Autómato programável TWDLMDA20RT

A base modular escolhida foi a TWDLMDA20RT, possui 14 entradas e 10 saídas digitais. Foram ainda adicionados dois módulos de 16 saídas digitais (TWDDRA16RT) para o comando das diversas electroválvulas e duas cartas com oito entradas analógicas (TWAMI8HT) destinadas à leitura dos diversos transdutores, assim como da carga das baterias.



Fig. 2.17 – Módulos de expansão para o TWDLMDA20RT



De modo a ser possível controlar a velocidade do protótipo, o motor eléctrico era comandado por um variador de frequência da *Yaskawa Electric Corporation*, mais concretamente o modelo Varispeed-606PC3, fig. 2.18. Este equipamento era, por sua vez, comandado pelo autómato programável descrito anteriormente através de uma carta de duas saídas analógicas (TWDAVO2HT).



Fig. 2.18 – Variador de frequência Varispeed-606PC3

Tal como se pode verificar no respectivo catálogo (Yaskawa Electric Corporation 1992), o variador é alimentado com 240 VAC monofásicos e fornece uma saída trifásica de 240 VAC, sendo a frequência variável entre os 0 Hz e os 60 Hz em função do sinal fornecido pelo autómato.

Como as baterias instaladas no protótipo forneciam 12 VDC, havia sido também incorporado um inversor de corrente da marca *Zodiac* responsável por converter esta energia em corrente alternada, conseguindo-se assim obter os 240 VAC necessários para alimentar o variador de frequência.



Fig. 2.19 – Inversor de corrente Z12V-600W



O sistema eléctrico do Veículo Hidráulico estava dividido em três quadros, um principal e duas caixas concentradoras de cabos, de menor dimensão.

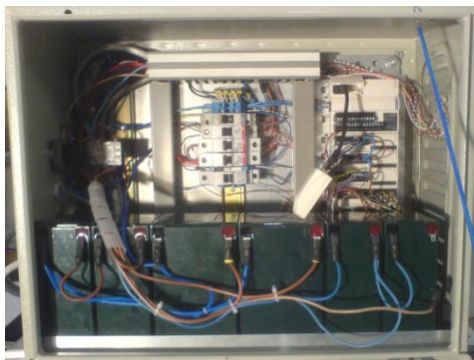


Fig. 2.20 – Quadro eléctrico principal

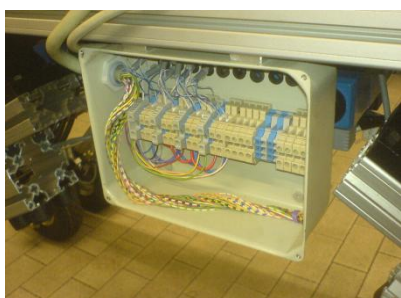


Fig. 2.21 – Caixa concentradora dos transdutores

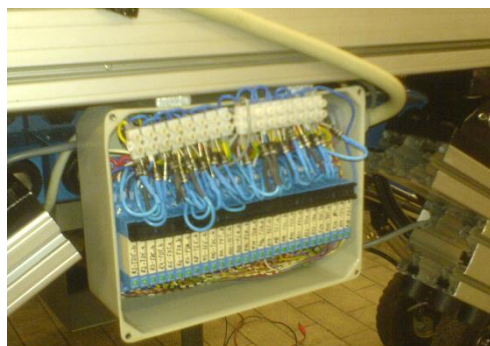


Fig. 2.22 – Caixa concentradora das electroválvulas

No quadro eléctrico principal (fig. 2.20) estavam instaladas as baterias, o autómato e o inclinómetro. Este continha ainda os disjuntores e contactores responsáveis por cortar a corrente caso ocorresse algum problema, permitindo ainda desligar apenas a parte eléctrica de potência ou a de comando quando necessário.

Nas figuras 2.21 e 2.22 encontram-se os dois quadros concentradores, estando o primeiro responsável pela alimentação e aquisição de sinal dos transdutores, enquanto que no segundo estavam instalados os relés de comando das electroválvulas. O quadro da fig. 2.22 continha ainda díodos *free-wheeling*<sup>3</sup> de maneira a evitar sobretensões durante as comutações das válvulas.

<sup>3</sup> Nas cargas indutivas é bastante comum ocorrerem picos de tensão súbitos quando existe um corte da sua tensão de alimentação, de modo a resolver este problema é frequente instalar diodos em paralelo com este tipo de componentes, estes são denominados de díodos *free-wheeling*.

Tal como o sistema hidráulico do protótipo original, o sistema eléctrico é também bastante volumoso existindo portanto a necessidade de efectuar uma reformulação. Esta deverá ter como principal objectivo concentrar todos os componentes eléctricos na parte inferior de uma das mesas, sendo para isso necessário concentrar todos os quadros referidos anteriormente em apenas um só.

Dado que o novo quadro eléctrico irá ficar localizado na parte inferior do chassis, o acesso ao mesmo será limitado. Devido a este facto, deverá ser incorporado um botão na lateral do chassis que permita ligar e desligar o protótipo sem haver a necessidade utilizar os disjuntores do quadro eléctrico.

Para além do interruptor *On/Off* referido anteriormente deverá também ser adicionada uma botoneira de emergência, isto irá permitir imobilizar rapidamente o protótipo caso ocorra algum imprevisto.

## **2.5 Tarefas a Realizar no Decorrer do Projecto**

A maior limitação do protótipo original é o seu peso excessivo, pelo que será necessária uma grande redução do seu peso próprio de modo a que este consiga ter uma capacidade de carga útil mais interessante, assim como uma maior agilidade. Para tal, será fundamental efectuar uma reformulação no circuito hidráulico, incidindo esta mais no tipo de componentes a utilizar do que na alteração do princípio de funcionamento.

É ainda necessário ter em conta durante esta operação a necessidade de deixar a parte superior do chassis completamente livre de componentes, de forma a ser possível alojar facilmente a carga a transportar.

O sistema eléctrico terá também de ser revisto, de maneira a concentrar todos os componentes num único quadro eléctrico, obtendo-se assim um sistema bastante mais compacto que o instalado no protótipo original, onde se utilizam três quadros eléctricos.

É importante desenvolver um sistema de direcção, conseguindo-se assim que o veículo tenha uma maior flexibilidade no que toca aos percursos que poderá efectuar. É de salientar que este sistema já tinha sido definido no final do trabalho original, tendo-se optado por um sistema semelhante à direcção de um *Dumper*, que se descreverá mais à frente neste trabalho.

Deverá também ser dedicado algum tempo ao melhoramento da sensorização do veículo. Como no desenvolvimento original não houve disponibilidade para criar um *software* mínimo de controlo, este deverá ser desenvolvido nesta fase do projecto. Para finalizar, é também importante desenvolver uma interface homem máquina amigável de modo a tornar o comando remoto do protótipo mais simples e intuitivo.



### 3 Concepção e Desenvolvimento da Nova Solução

Após estar concluída a análise do protótipo original, iniciou-se a concepção e desenvolvimento da nova solução. Esta foi baseada nas considerações tecidas ao longo do capítulo anterior, onde se chegou à conclusão que seria vantajoso efectuar alterações na estrutura mecânica, nos sistemas hidráulico e eléctrico, assim como adicionar alguns meios de sensorização, de modo a posteriormente ser possível desenvolver um *software* adequado, a apresentar no próximo capítulo.

Para uma mais fácil compreensão das várias alterações efectuadas, este capítulo encontra-se dividido nas seguintes secções:

- *Sistema de Direcção*, onde são expostos os vários procedimentos efectuados durante o desenvolvimento e instalação do novo sistema de direcção;
- *Sistema Hidráulico*, onde é explicado o funcionamento do novo sistema hidráulico e, para além disso, expostas as várias etapas da concepção e instalação deste novo sistema na Mesa Hidráulica Móvel;
- *Sensorização*, onde são apresentados os novos transdutores instalados no protótipo;
- *Sistema Eléctrico e Hardware*, onde é exposto o novo sistema eléctrico instalado no protótipo e tecidas algumas considerações acerca do seu funcionamento.

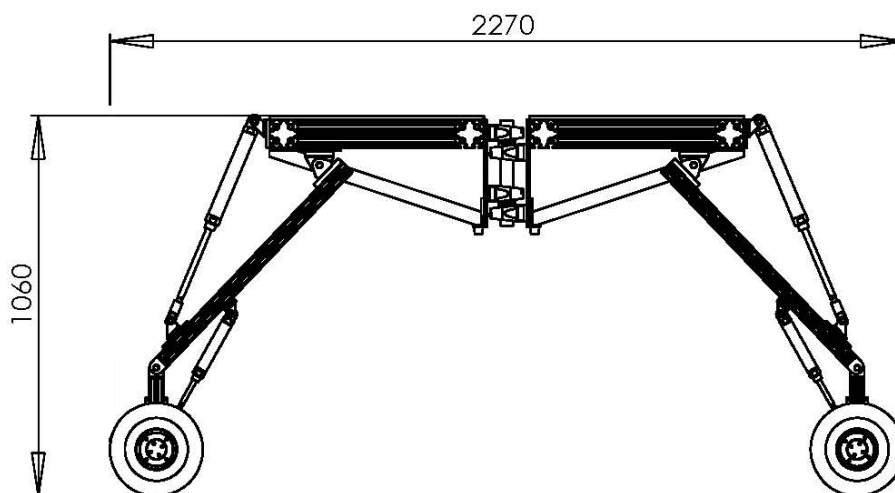
### 3.1 Sistema de Direcção

Tal como foi referido anteriormente este sistema já estava parcialmente concebido, sendo o conceito idêntico ao sistema de direcção de um *dumper*, em que a orientação do veículo é conseguida com recurso a uma articulação posicionada no centro do chassis, tal como se pode observar na fig. 3.1<sup>4</sup>.



Fig. 3.1 – *Dumper*

A adaptação do sistema descrito anteriormente começou pela construção de uma segunda mesa semelhante à já existente, possibilitando assim a colocação de uma articulação entre as duas mesas. Com esta alteração obteve-se não só uma maior flexibilidade de movimentos, bem como um maior espaço para alojar os diversos componentes, dado que neste momento o protótipo possui duas mesas com 800x600 mm cada.



---

<sup>4</sup> Figura retirada de [www.dalehire.com](http://www.dalehire.com)

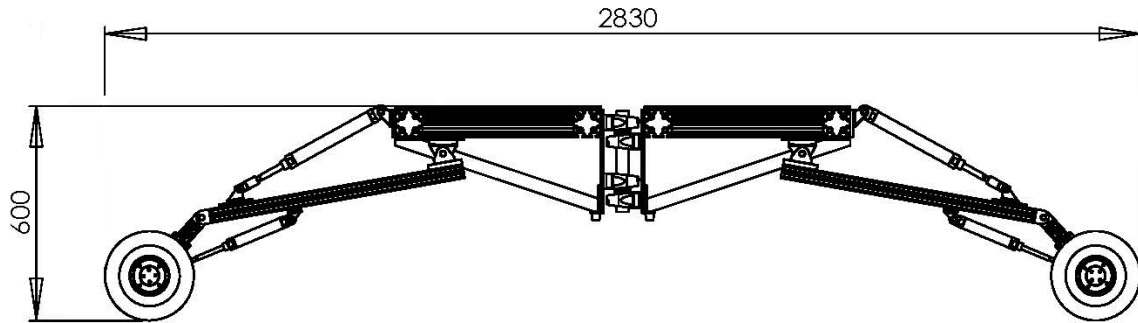


Fig. 3.2 – Estrutura mecânica da Mesa Hidráulica Móvel

Tal como se pode observar na fig. 3.2, o comprimento total do protótipo foi aumentado para os 2270 mm, quando totalmente elevado, e 2830 mm na sua posição mais baixa. Para além disso, o peso próprio foi também aumentado em 54 kg. No entanto, depois das alterações a efectuar no sistema hidráulico, espera-se que a massa global da Mesa Hidráulica Móvel seja inferior à do protótipo original.

A articulação (fig. 3.3) é composta por quatro mancais acoplados a um veio em aço de 35 mm de diâmetro. Para a fixação deste sistema às mesas foram instalados dois suportes constituídos por uma placa de aço com 8 mm de espessura e um reforço em construção soldada para conferir maior rigidez à estrutura. Foram ainda adicionados batentes em borracha de modo a ser possível descer a estrutura até esta apoiar no solo.

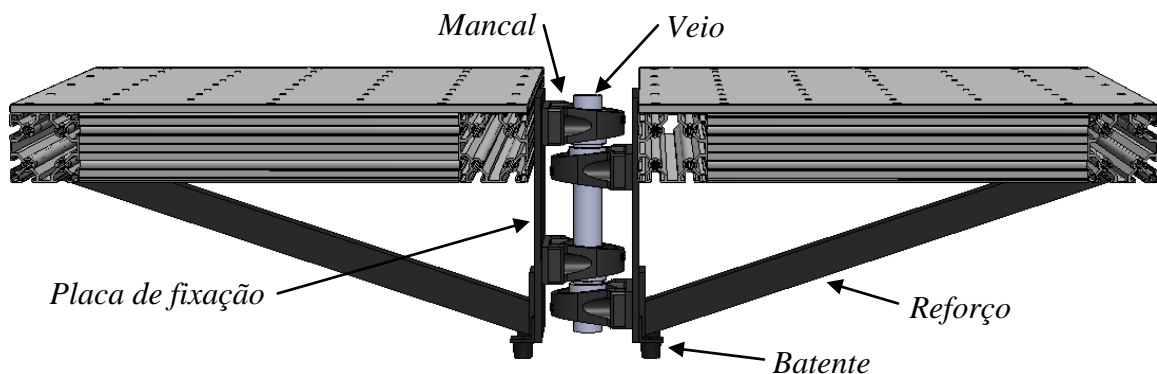


Fig. 3.3 – Pormenor da articulação da direcção

Posto isto, era agora necessário conceber o sistema de accionamento. Como a utilização de actuadores hidráulicos era a solução mais evidente, optou-se pela instalação de dois cilindros, um de cada lado das mesas, para efectuar o movimento. Por uma questão de coerência com o trabalho anterior, optou-se por instalar cilindros de corpo em liga de alumínio semelhantes aos já existentes.

O primeiro passo do dimensionamento dos actuadores foi a definição do curso necessário para efectuar o movimento pretendido, esta decisão foi baseada no modelo 3D desenvolvido no *SolidWorks 2009*, chegando-se à conclusão que o curso ideal dos actuadores, para permitir a sua adequada fixação à estrutura existente, é de 200 mm (ver fig. 3.5). Depois de definido o curso era agora necessário definir o diâmetro dos actuadores, esta decisão foi baseada no diagrama seguinte retirado do catálogo do fabricante (SMC Corporation 2001).

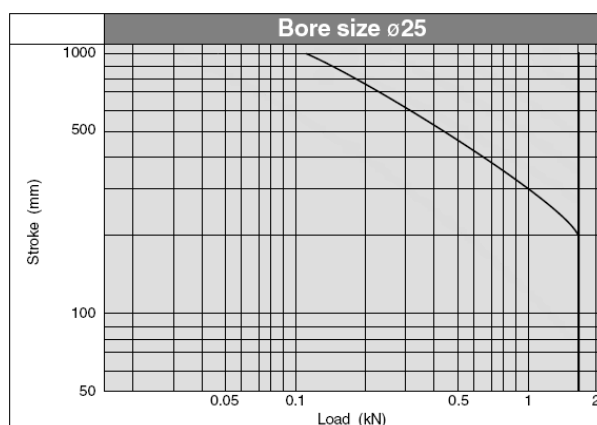


Fig. 3.4 – Relação entre o curso e a força máxima do actuador

Através da análise da fig. 3.4 chegou-se à conclusão que para um curso de 200 mm e um diâmetro de 25 mm, cada actuador poderá vencer uma a força máxima de 1.7 kN, ou seja a força que estes vencer quando sujeitos à pressão máxima de funcionamento do circuito hidráulico (35 bar).

De modo a evitar que estes actuadores efectuem mais força para um dos lados do que para o outro, optou-se por instalá-los “hidraulicamente invertidos”, isto é, a câmara maior de um liga à câmara menor do outro (ver fig. 3.17). Desta forma, conseguiu-se que a força de viragem seja a mesma, quer se pretenda virar para a direita ou para a esquerda.

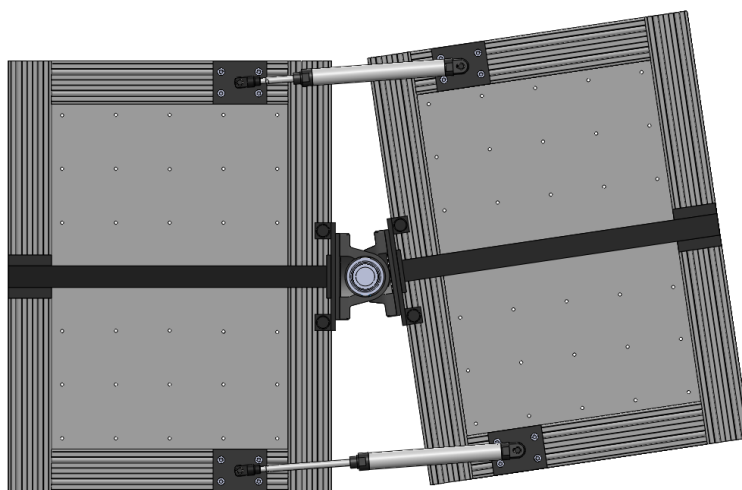


Fig. 3.5 – Modo de funcionamento dos cilindros da direcção



O binário que estes actuadores poderão vencer quando sujeitos à pressão máxima, é dado por:

$$M = (p_{max} \times A_1 \times d) + (p_{max} \times A_2 \times d) \quad (3.1)$$

Onde M é o binário,  $p_{max}$  a pressão máxima de funcionamento do sistema hidráulico (35 bar), d a distância dos actuadores ao eixo de rotação (360 mm),  $A_1$  a área do êmbolo (4,9 cm<sup>2</sup>) e  $A_2$  a área secundária (3,8 cm<sup>2</sup>).

Obteve-se um binário máximo de 1,1 KNm, que será suficientemente elevado para poder até articular a mesa quando esta estiver imóvel.

Tendo em conta as considerações anteriores, concluiu-se que as dimensões adequadas para os cilindros a utilizar (fig. 3.6) são 25 mm de diâmetro e 200 mm de curso.



Fig. 3.6 – Cilindro SMC CHM C 25 – 200

Após estarem definidos os actuadores a instalar, foi desenvolvido um sistema de fixação capaz de efectuar a articulação entre os cilindros e as mesas.

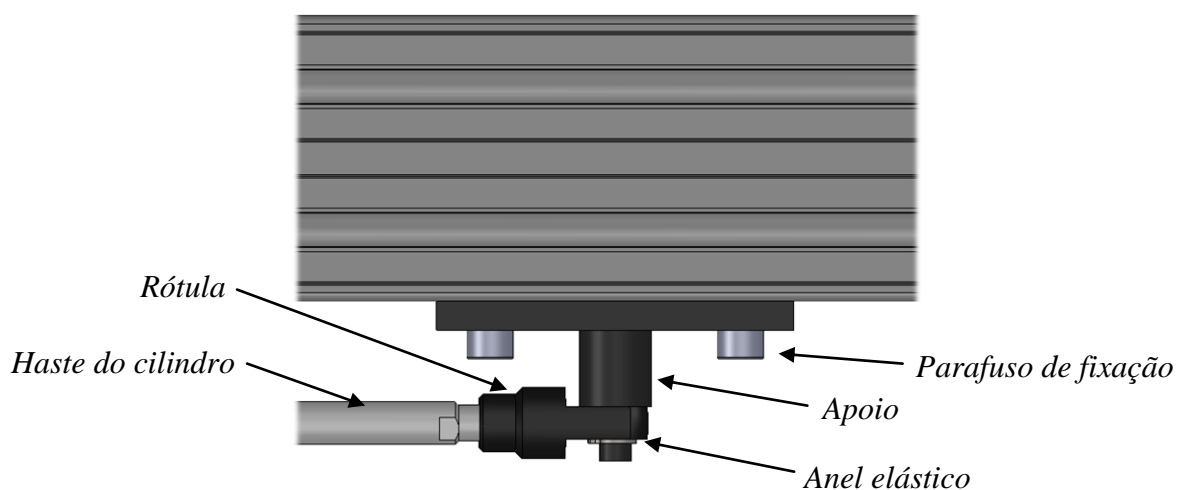


Fig. 3.7 – Pormenor do sistema de fixação

Na fig. 3.7 apenas está representada metade do sistema, visto que o outro lado é semelhante, diferindo apenas no diâmetro do apoio.

Devido à especificidade do requisito de fixação, foram desenhadas e fabricadas quatro peças à medida (fig. 3.8). Os desenhos de construção das peças desenvolvidas encontram-se disponíveis no Anexo A.

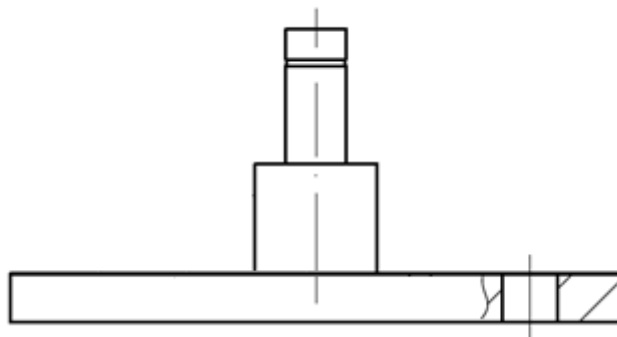


Fig. 3.8 – Apoio dos cilindros da direcção

Para finalizar, apresenta-se na fig. 3.9 o modelo 3D da Mesa Hidráulica Móvel já com o sistema de direcção incorporado.



Fig. 3.9 – Modelo 3D da Mesa Hidráulica Móvel

## 3.2 Sistema Hidráulico

Tal como referido anteriormente, devido ao peso excessivo e ao grande espaço ocupado pela solução original, foi necessário reformular todo o sistema hidráulico. Nesta secção encontram-se expostas todas as alterações efectuadas, desde a selecção das válvulas ao dimensionamento da nova central hidráulica.

Para uma mais fácil compreensão das várias modificações efectuadas, optou-se por dividir esta secção nas seguintes partes:

- *Sub-circuito de accionamento das pernas*, onde é descrito o funcionamento do novo circuito hidráulico, para além disso é também relatado como foram instaladas as novas válvulas e o processo de concepção dos respectivos blocos;
- *Sub-circuito de accionamento da direcção*, onde é exposto o funcionamento deste sub-circuito e abordada a concepção do bloco hidráulico desenvolvido para alojar as válvulas;
- *Sub-circuito da contrapressão*, neste caso não foram efectuadas grandes alterações ao sistema anterior, sendo por isso apenas relatadas algumas modificações efectuadas com o intuito de o tornar mais compacto;
- *Central hidráulica*, onde são descritas as várias etapas do dimensionamento da nova central hidráulica;
- *Instalação do novo sistema hidráulico*, onde são descritas as várias etapas desta operação, que se revelou bastante delicada. Aqui é também apresentada uma imagem global do novo sistema hidráulico, assim como efectuadas algumas comparações com o original.

Ainda de referir que de forma a obter uma visão global de todo o sistema hidráulico, o leitor deve consultar o Anexo B onde se encontra disponível um esquema completo do mesmo.

### 3.2.1 Sub-circuito de Accionamento das Pernas

Uma das principais alterações em relação ao sistema hidráulico original, foi a utilização de válvulas de roscar montadas em blocos de liga de alumínio, tendo sido esta decisão baseada nas considerações tecidas na secção 2.2. Em termos de funcionamento, este sub-circuito sofreu também algumas alterações de modo a ser possível colmatar algumas lagunas detectadas no protótipo original.

Tal como na solução original, o sistema foi dividido em quatro sub-circuitos, um para cada perna. Na fig. 3.10 apresenta-se o circuito de accionamento de uma das pernas.

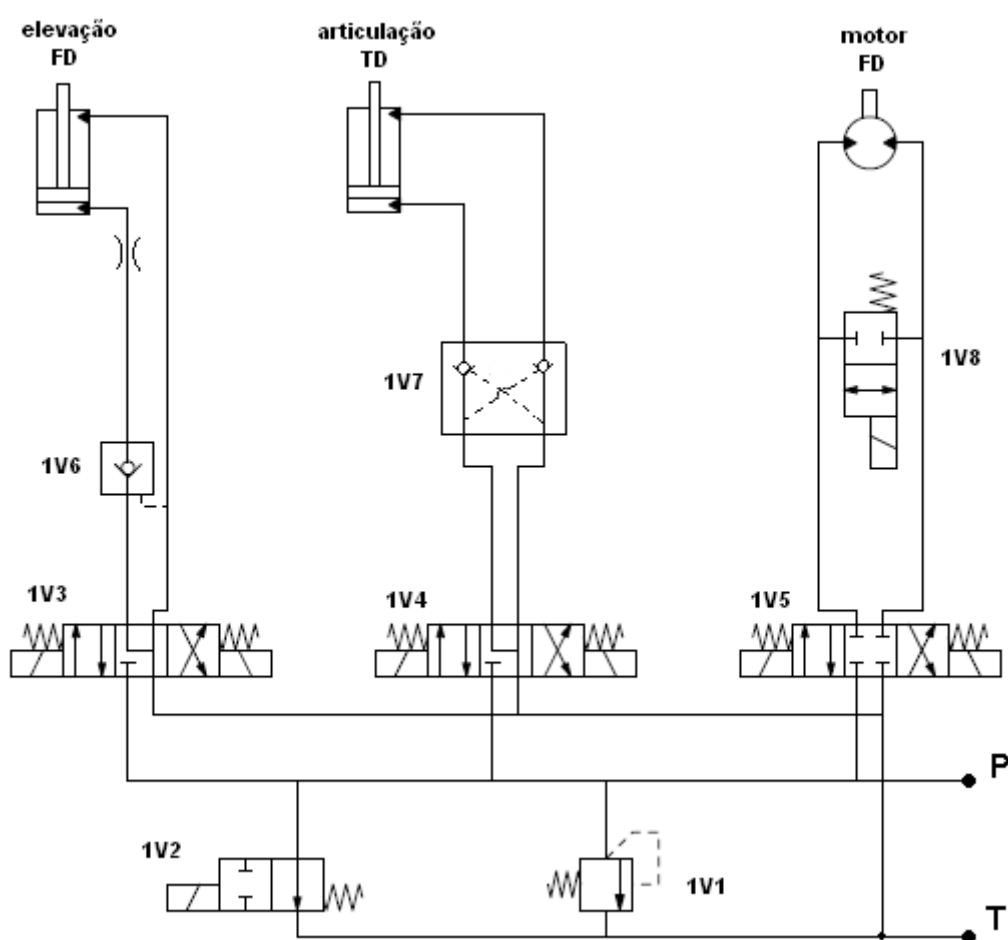


Fig. 3.10 – Sub-circuito hidráulico de accionamento de uma perna

Embora não esteja representado na figura anterior, as saídas para o reservatório de cada um dos sub-circuitos de accionamento das pernas não ligam directamente ao depósito de óleo, estas encontram-se conectadas ao sub-circuito de contrapressão que será abordado mais à frente na secção 3.2.3.

À semelhança do sistema hidráulico da solução original, a movimentação em simultâneo dos cilindros de elevação e de articulação de uma determinada perna, é possível com a alimentação dos cilindros de cada um destes movimentos a partir de diferentes sub-circuitos. No novo circuito, devido à disposição dos diversos componentes, estas alimentações foram efectuadas entre as pernas da frente e de trás, ou seja, o cilindro da articulação frente direita é accionado pelo bloco trás direito e assim sucessivamente. Desta forma conseguiu-se que os cilindros da elevação e da articulação de uma determinada perna fossem accionados por sub-circuitos independentes, prevenindo-se assim a ocorrência de problemas quando se pretender mover estes dois actuadores em simultâneo.

Uma das alterações efectuadas foi a troca das válvulas responsáveis por colocar o sub-circuito em carga. No sistema original eram válvulas de quatro orifícios e duas posições, enquanto que no novo circuito esta tarefa é efectuada por válvulas 2/2 (1V2), dado que este tipo de componentes facilita a sua implementação por válvulas de roscar.

No sistema original eram utilizadas válvulas de retenção pilotadas duplas, de montagem em "sandwich", nos cilindros da elevação. Estas foram substituídas por válvulas de retenção pilotadas simples (1V6) porque apenas é necessário impedir que o chassis do veículo desça por acção da gravidade, este nunca irá subir espontaneamente. Ainda de referir que as válvulas de retenção duplas dos cilindros da articulação foram mantidas, visto que em função do ângulo da articulação, a gravidade tanto poderá favorecer tanto o avanço como o recuo destes actuadores.

Após alguns testes efectuados ao protótipo original, concluiu-se que na nova versão do protótipo os motores hidráulicos devem possuir a capacidade de serem “bloqueados” ou “libertados” em diferentes situações de funcionamento, nomeadamente nos movimentos de subida e descida do chassis, em que umas rodas motrizes devem estar livres e outras necessariamente bloqueadas. Esta necessidade deve-se ao facto das válvulas utilizadas para o comando dos motores serem de centro fechado, o que impede que as rodas se movam livremente quando são efectuados os movimentos de elevação e articulação. Este problema foi resolvido com a adição da válvula 1V8 que permite destravar as rodas quando necessário, com esta alteração conseguiu-se que os movimentos de subida e descida do chassis se tornassem bastante mais suaves e se evitassem incompatibilidades.

Após a definição do circuito hidráulico a implementar, consultaram-se alguns catálogos de fabricantes de válvulas hidráulicas de roscar, optando-se por instalar válvulas da Parker Hannifin Corporation dado que este fabricante possui uma extensa gama deste tipo de componentes, com cavidades normalizadas.

Tendo por objectivo obter um sistema hidráulico o mais compacto possível, decidiu-se conceber e construir quatro blocos hidráulicos à medida, sendo cada um deles responsável pelo comando integral de um sub-circuito. Depois de consultar o catálogo do fabricante (Parker Hannifin Corporation 2003), foi elaborado um modelo 3D das peças em questão no *SolidWorks 2009*.

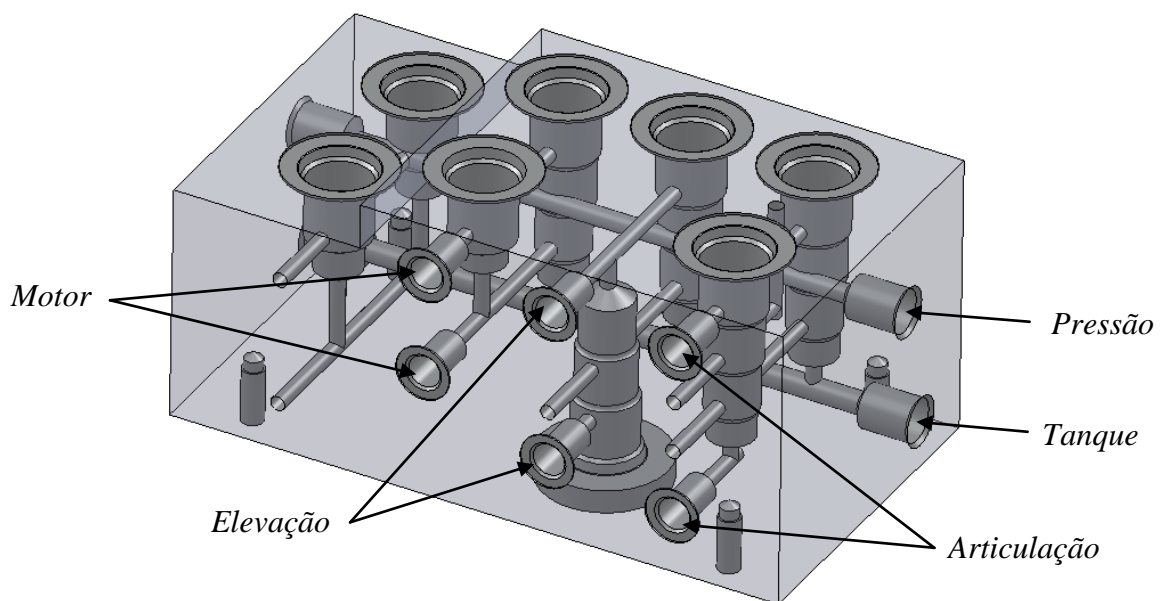


Fig. 3.11 – Modelo 3D do bloco hidráulico de uma perna

Para uma melhor compreensão de como são efectuadas as ligações entre as diversas válvulas, apresentam-se em seguida quatro vistas em corte do bloco hidráulico apresentado na fig. 3.11. Uma com a válvula limitadora de pressão e a válvula de descarga (fig. 3.12), a segunda vista com as válvulas responsáveis pelo motor hidráulico (fig. 3.13), outra com as válvulas de comando do cilindro da elevação (fig. 3.14) e, finalmente, uma quarta vista para a articulação (fig. 3.15).

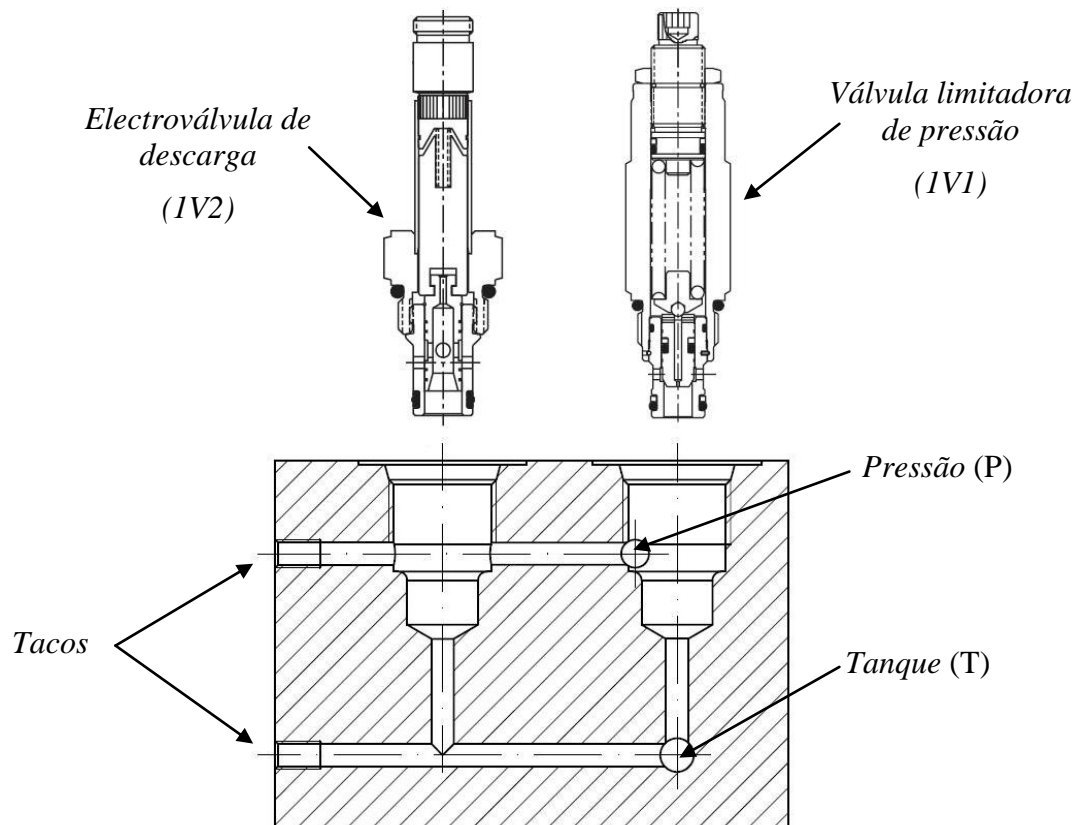


Fig. 3.12 – Vista em corte com a válvula limitadora de pressão e de descarga

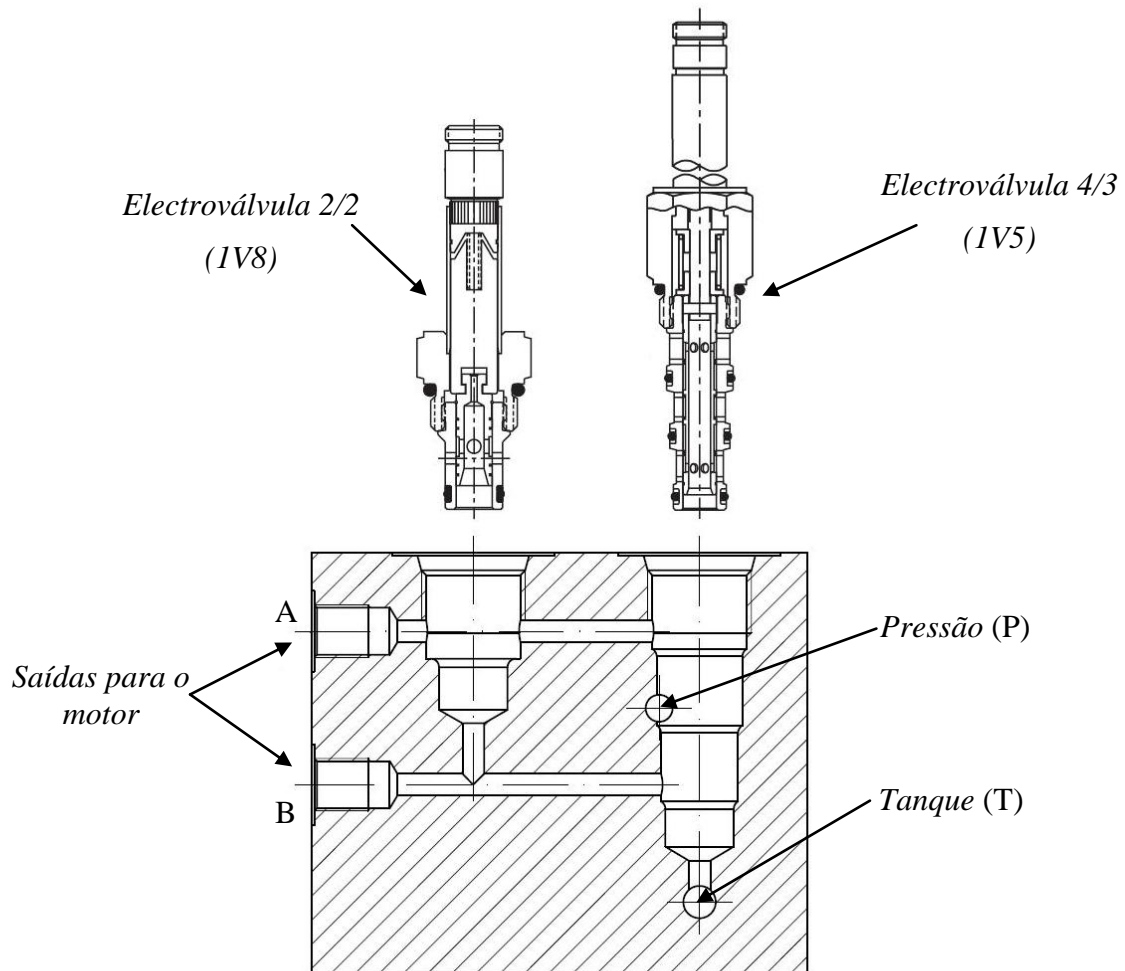


Fig. 3.13 – Vista em corte com as válvulas de comando do motor hidráulico



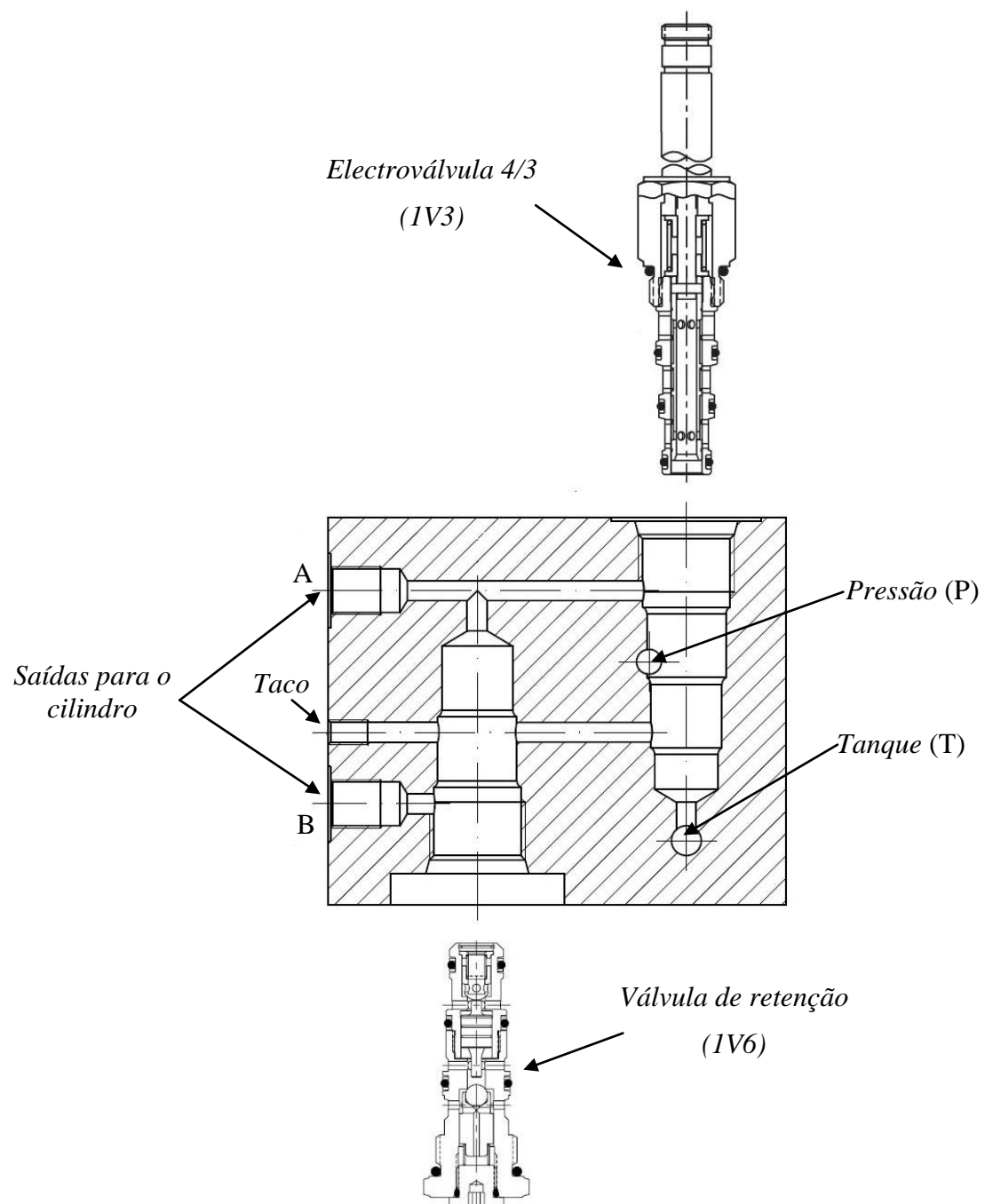


Fig. 3.14 – Vista em corte com as válvulas de comando do cilindro da elevação

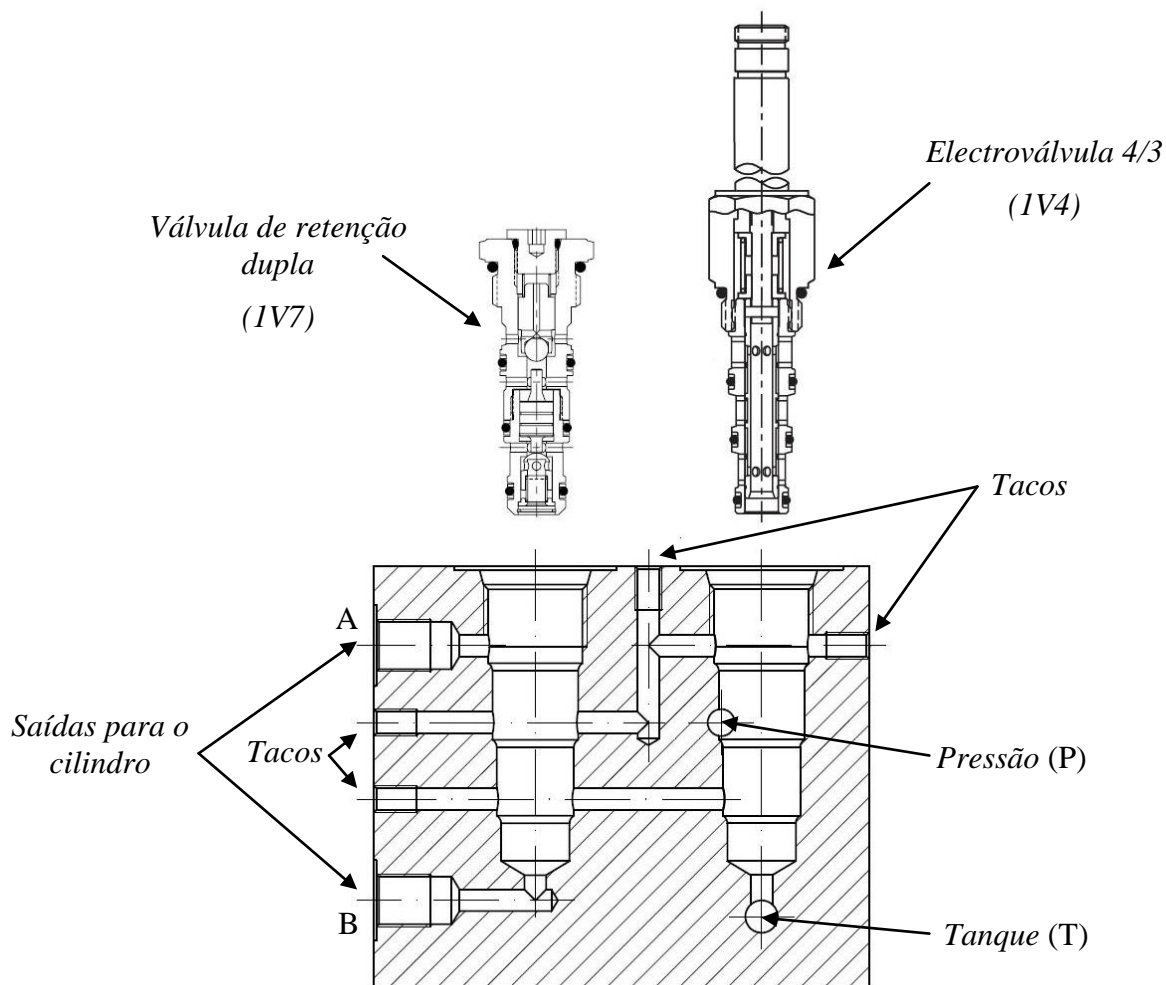


Fig. 3.15 – Vista em corte com as válvulas de comando do cilindro da articulação

Como se pretende que o sistema hidráulico tenha uma massa reduzida, optou-se por fabricar os blocos em duralumínio, dado que este material para além de uma baixa densidade possui também melhores características mecânicas que o alumínio comum. Tal como era esperado, conseguiu-se obter uma solução bastante leve e compacta, tendo os blocos 170x92x78 mm de dimensão e uma massa de 2,8 kg.

Para finalizar, na fig. 3.16 apresenta-se uma fotografia de um bloco já com as válvulas de roscar montadas.

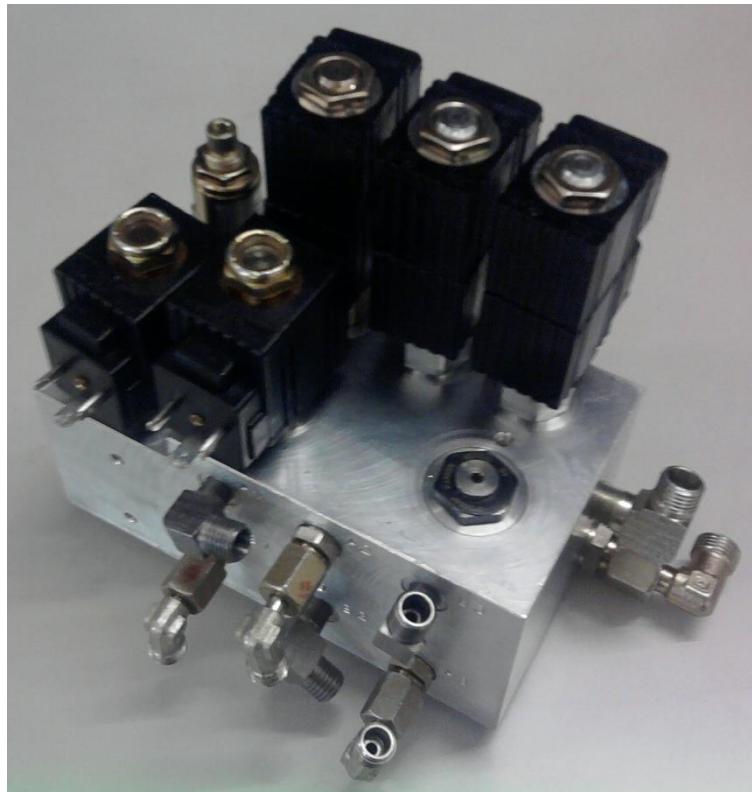


Fig. 3.16 – Bloco hidráulico de uma das pernas com as respectivas válvulas

Ainda de referir que os desenhos de definição do bloco hidráulico, elaborados no *AutoCad Mechanical 2008* se encontram disponíveis em anexo.

### 3.2.2 Sub-circuito de Accionamento da Direcção

Ao contrário do caso anterior, o sistema de accionamento da direcção foi desenvolvido de raiz e é composto por apenas duas válvulas, uma limitadora de pressão e uma electroválvula 4/3. Tal como se pode observar na fig. 3.17, ambos os actuadores são accionados pela válvula 5V2, dado que os cilindros estão mecanicamente interligados e portanto movem-se simultaneamente, embora em sentidos opostos. A interligação "cruzada" entre os dois actuadores permite que o accionamento da direcção tenha características iguais em ambos os sentidos, embora os actuadores sejam assimétricos. Uma característica importante da electroválvula implementada é a sua posição central, dado que permite que este sub-circuito fique à descarga quando a direcção não estiver a ser utilizada. Esta característica permitiu poupar a utilização de uma terceira electroválvula para colocar o circuito em carga, tornando consequentemente o sistema mais compacto.

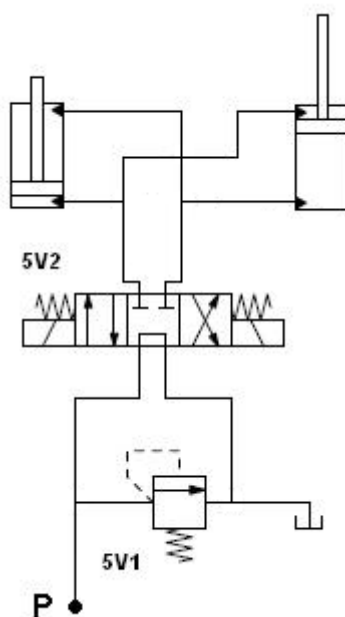


Fig. 3.17 – Sub-circuito hidráulico da direcção

Ao desenvolver este sub-circuito não existiram preocupações com o sincronismo dos dois cilindros, dado que este é assegurado pela estrutura mecânica do sistema de direcção. Como os dois actuadores são alimentados em paralelo, o caudal terá tendência a fluir para o cilindro que estiver a efectuar menor força, permitindo assim que o sincronismo seja efectuado mecanicamente sem colocar a estrutura sob esforços demasiado elevados.

Tal como no caso anterior, neste sistema foram também instaladas válvulas de roscar com o objectivo de tornar o circuito mais leve e compacto. Foi, portanto, necessário instalar um bloco hidráulico adequado a este tipo de válvulas. Numa primeira fase efectuou-se uma pesquisa por peças de série, mas apenas se encontraram soluções para uma única válvula, o que obrigaria à utilização de dois blocos para este sistema. Devido a este facto optou-se por construir um bloco, começando-se novamente por desenvolver um modelo 3D, fig. 3.18.

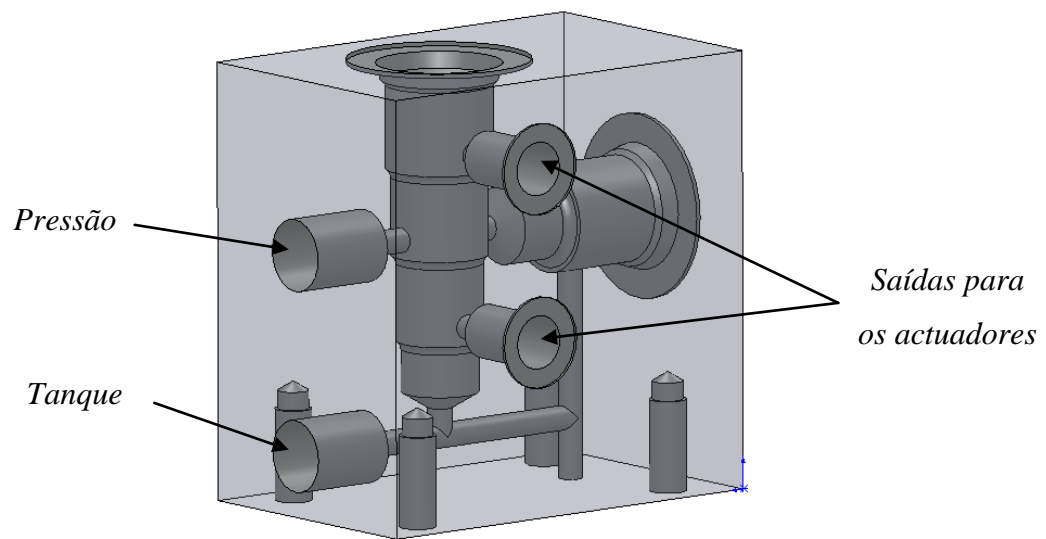


Fig. 3.18 – Bloco hidráulico de comando da direcção

Na fig. 3.19 apresenta-se a vista em corte do bloco hidráulico da direcção assim como das respectivas válvulas.

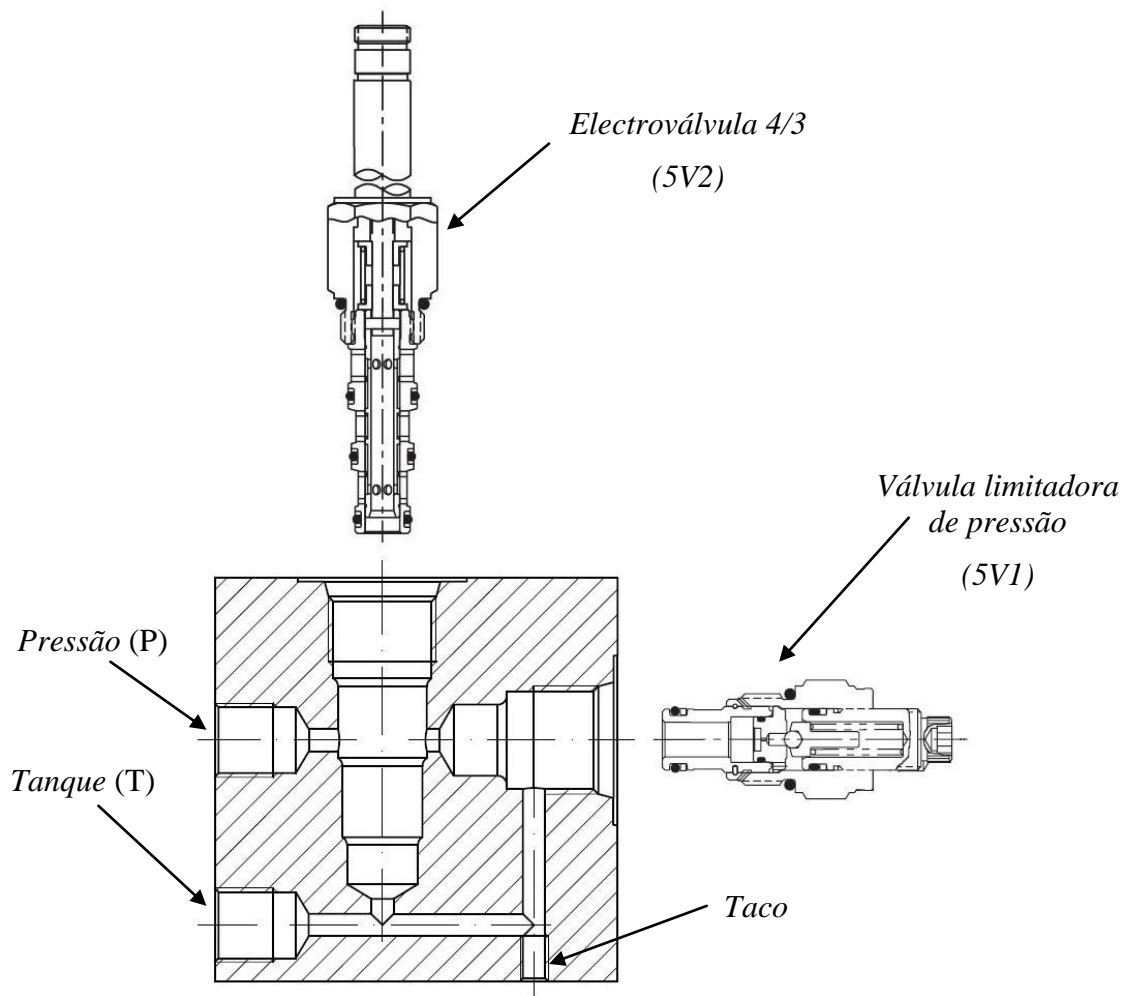


Fig. 3.19 – Vista em corte do bloco da direcção

O material utilizado foi novamente o duralumínio, devido às características descritas anteriormente, obtendo-se um bloco com 72x46x72 mm de dimensão e 0,6 kg, podendo ser consultado o respectivo desenho de definição no Anexo A.

Para finalizar, na fig. 3.20 apresenta-se uma fotografia do bloco hidráulico da direcção já com as respectivas válvulas.

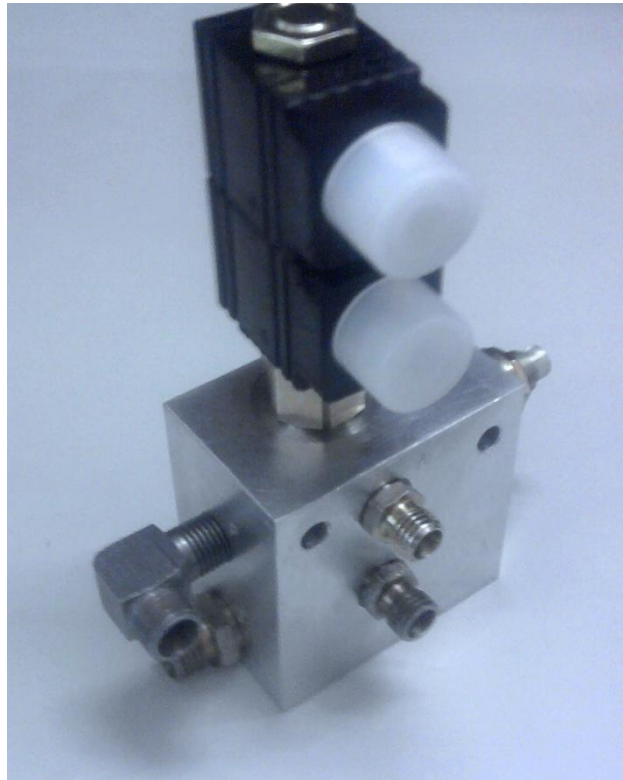


Fig. 3.20 – Bloco da direcção com as respectivas válvulas

### 3.2.3 Sub-circuito de Contrapressão

O princípio de funcionamento do sub-circuito de contrapressão manteve-se inalterado, continuando este a ser composto por duas válvulas.

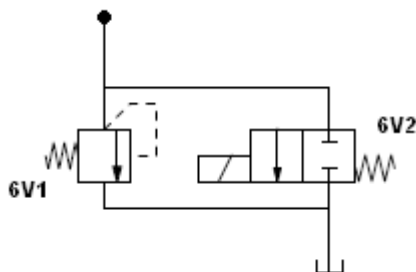


Fig. 3.21 – Sub-circuito hidráulico da contrapressão

Uma válvula limitadora de pressão (6V1) responsável por impôr a contrapressão na linha de retorno necessária nos movimentos de descida do chassis e uma electroválvula 2/2 de centro fechado (6V2) que a permite “curto-circuitar” esta função. Com este sub-circuito consegue-se uma maior suavidade nos movimentos do protótipo sem que exista um grande desperdício de energia, visto que é possível desligar a contrapressão quando esta não é necessária.

Idealmente, seriam necessários quatro sub-circuitos de contrapressão, embora esta solução não tenha sido implementada. Tal, no entanto, poderá posteriormente ser executado.

Ainda de referir que este sub-circuito apenas se encontra conectado às saídas de tanque dos blocos de accionamento das pernas, uma vez que apenas é necessário utilizar contrapressão nos movimentos de descida do chassis. A saída para o tanque do subsistema hidráulico da direcção liga directamente ao reservatório, visto que os movimentos destes actuadores são na horizontal e as forças gravíticas não se reflectem.



Tal como se pode observar na fig. 3.22, no protótipo original já haviam sido utilizadas válvulas de roscar para a contrapressão, estas estavam instaladas em blocos de série fornecidos pela *Vickers*.

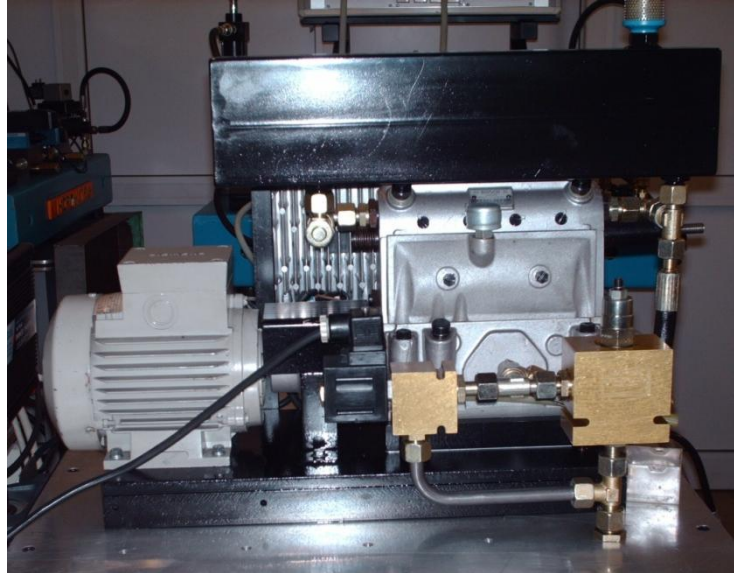


Fig. 3.22 – Sistema de contrapressão do protótipo original

Como o sistema referido anteriormente era leve e relativamente pouco volumoso, no novo protótipo, optou-se por alterar apenas as ligações entre os dois blocos de modo a que o novo sub-circuito se adapte melhor ao novo sistema hidráulico.

Após esta pequena alteração conseguiu-se que o novo sub-circuito de contrapressão fosse bastante mais compacto que o original, sem ter sido necessário desenvolver um novo bloco hidráulico.



Fig. 3.23 – Sistema de contrapressão do novo protótipo

### 3.2.4 Central Hidráulica

Tal como foi referido na secção 2.2, foram ponderadas duas alternativas. Depois de ponderados os prós e os contras de cada solução, optou-se pela incorporação de um divisor de caudal, ficando esta decisão a dever-se principalmente ao facto de uma central com cinco bombas hidráulicas ser demasiado volumosa para esta aplicação. A utilização de um divisor de caudal permite a utilização de uma central com apenas uma bomba hidráulica, o que torna esta solução bastante mais compacta.

Antes de se efectuar a escolha da central hidráulica e do divisor de caudal, efectuaram-se alguns testes ao protótipo original de modo a estimar qual seria o caudal mais adequado a fornecer a cada um dos sub-circuitos. Não existindo limitações às velocidades de elevação e de articulação, o caudal é essencialmente definido pelos requisitos de movimento de translação do protótipo. Pretendeu-se que a velocidade fosse tal que acompanhasse um ser humano a passo acelerado (cerca de 5 Km/h). Isto corresponde a cerca de 0,7 l/min por cada sub-circuito.

Depois destas considerações iniciais passou-se à escolha e dimensionamento dos componentes em questão, começando-se pela central hidráulica devido ao facto de se tratar de um processo iterativo, sendo bastante provável que o caudal avançado anteriormente seja moldado em função da central escolhida.

Tendo as afirmações anteriores em conta, chegou-se à conclusão que a nova central deve fornecer um caudal de aproximadamente 4 l/min a uma pressão máxima de 35 bar, dado que a nova central tem de alimentar cinco sub-circuitos, mais um do que a antiga. Depois alguma pesquisa por fabricantes de centrais hidráulicas compactas optou-se pela *Oil Sistem* que possui uma gama diversificada de equipamentos deste tipo.



Fig. 3.24 – Exemplo de uma central Hidráulica compacta

Numa primeira fase, pensou-se em utilizar um motor eléctrico de corrente contínua com o objectivo de eliminar o inversor de corrente<sup>5</sup> existente no sistema original, esperando-se assim obter uma maior eficiência energética. Mas após consultar os ábacos disponíveis no catálogo do fabricante (Oil Sistem 2007) chegou-se à conclusão que seria necessário utilizar um motor de 800 W.

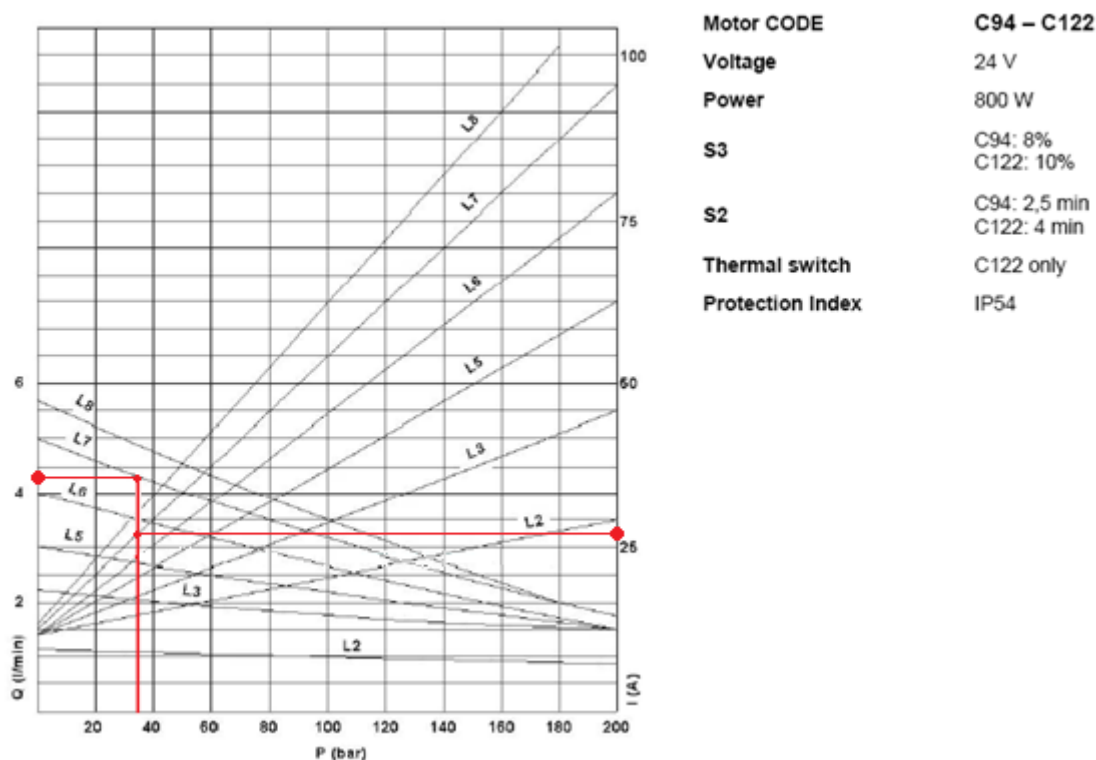


Fig. 3.25 – Consumo de corrente de uma central com um motor DC de 800W

Tal como se pode observar na figura anterior, caso se utilizasse uma central com um motor DC de 800 W alimentado a 24 V e uma bomba do tipo L7 (1,25 cm<sup>3</sup> de cilindrada) o consumo de corrente seria de 27 A aproximadamente. O que significa que para a central fornecer um caudal de 4,2 l/min a uma pressão de 35 bar, ou seja, 245 W de potência hidráulica, teria um consumo de 648 W de energia eléctrica.

<sup>5</sup> Inversores de corrente são circuitos eléctricos com a finalidade de converter a corrente contínua em corrente alternada.

Com o objectivo de obter uma central mais eficiente energeticamente, decidiu-se ponderar a utilização de um motor AC trifásico de quatro pólos, dado que a *Oil Sistem* também produz centrais compactas com este tipo de motores. Como o fabricante apenas disponibiliza ábacos de consumo de corrente para centrais com motores de corrente contínua, foi necessário efectuar o dimensionamento pelo método analítico.

Como os motores eléctricos referidos no parágrafo anterior, quando alimentados a uma frequência de 50Hz, têm uma velocidade de rotação de 1500 rpm, calculou-se qual seria a cilindrada da bomba através da equação seguinte:

$$Q = V \times n \times \eta_v \quad (3.2)$$

Onde  $Q$  é o caudal,  $V$  a cilindrada,  $n$  a velocidade de rotação e  $\eta_v$  o rendimento volumétrico da bomba. Dado é pretendido um caudal de 4 l/min a uma velocidade de rotação de 1500 rpm e as bombas de engrenagens exteriores do grupo 1 têm rendimentos volumétricos na ordem dos 92 %, inseriram-se estes valores na equação 3.2 e obteve-se uma cilindrada de 3,04 cm<sup>3</sup>.

Depois de consultar o catálogo do fabricante verificou-se que a bomba com a cilindrada mais próxima deste valor seria uma de 3,2 cm<sup>3</sup>, o que para uma velocidade de rotação de 1500 rpm conduz a um caudal de:

$$Q = 3,2 \times 10^{-6} \times 25 \times 0,92 \quad (3.3)$$

$$\Leftrightarrow Q = 7,4 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.4)$$

Tal como se pode observar na equação 3.4, com esta solução consegue-se um caudal de 4,4 l/min quando o motor se encontrar à velocidade nominal de 1500 rpm, o que significa que quando o sistema se encontrar à pressão máxima de funcionamento (35 bar) a bomba irá gerar uma potência hidráulica de 259 W. Como as bombas de engrenagem exterior do grupo 1 têm rendimentos globais na ordem dos 85% e para os motores AC trifásicos de quatro pólos este valor é 65%, concluiu-se que a potência eléctrica consumida seria aproximadamente 468 W.

De modo a facilitar a escolha de uma das duas soluções descritas anteriormente, nas figuras 3.26 e 3.27 apresentam-se os esquemas dos vários componentes necessários para cada uma das opções, bem como os respectivos consumos de energia.



Fig. 3.26 – Consumo de energia da central hidráulica com um motor DC



Fig. 3.27 – Consumo de energia da central hidráulica com um motor AC trifásico

Através da análise dos esquemas anteriores, chegou-se à conclusão que a segunda opção, apesar de utilizar um inversor de corrente onde se perde 10% da energia, tem um consumo inferior ao da solução da fig. 3.26. Devido a este facto optou-se pela utilização de um motor AC trifásico, dado que o protótipo funciona a bateria e um menor consumo de energia por parte da central hidráulica significa que este terá uma maior autonomia. Outro ponto a favor desta solução é o facto de o protótipo original já possuir um inversor de corrente e um variador de frequência, o que tornou a implementação de uma central hidráulica com um motor AC trifásico muito mais económica, dado que não foi necessário comprar o controlador representado na fig. 3.26.

Posto isto, consultou-se novamente o catálogo do fabricante (Oil Sistem 2007) de modo a definir todos os parâmetros necessários para efectuar a encomenda do equipamento.

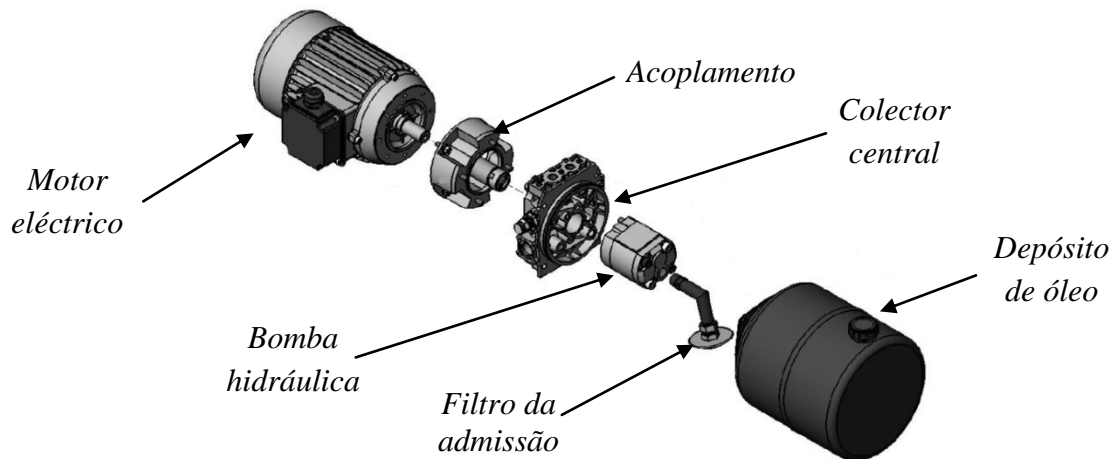


Fig. 3.28 – Vista explodida da central hidráulica

Em primeiro lugar definiu-se qual seria a bomba hidráulica assim como o motor eléctrico a utilizar, dado que estes são os dois elementos mais importantes da central. Tal como foi dito anteriormente a cilindrada mais adequada para a bomba seria  $3,2 \text{ cm}^3$ .

Após analisar a fig. 3.27, chegou-se à conclusão que a potência mecânica máxima que o motor eléctrico deverá fornecer ao sistema é de 304 W, tendo este valor em conta, optou-se por utilizar um motor AC trifásico de 370 W, ou seja, 0,5 Cv.

Depois de estar definido qual o motor a utilizar assim como a cilindrada da bomba hidráulica, passou-se à escolha dos outros elementos da central, começando pela capacidade do reservatório. Em primeiro lugar calculou-se o volume de óleo deslocado pelas hastes dos vários cilindros (dois cilindros  $\phi 25 \times 200$  para a direcção, quatro cilindros  $\phi 32 \times 200$  para a elevação e quatro cilindros  $\phi 25 \times 100$  para a articulação).

$$V = 2 \times A_{h_{25}} \times 0,2 + 4 \times A_{h_{32}} \times 0,2 + 4 \times A_{h_{25}} \times 0,1 \quad (3.5)$$

Como os cilindros de 25 mm têm uma haste com 12 mm de diâmetro e os de 32 mm uma haste de 16 mm, as áreas são  $113 \text{ mm}^2$  e  $200 \text{ mm}^2$  respectivamente, substituindo estes valores na equação 3.5 obteve-se:

$$V = 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 0,25 \text{ dm}^3 \quad (3.6)$$

Tal como se pode verificar na equação 3.6, o volume de óleo deslocado pelos vários cilindros é de  $0,25 \text{ dm}^3$ , logo a capacidade do tanque tem de ser muito superior a este valor de modo a este corresponder uma variação de nível pequena. Depois de consideradas as dimensões dos vários depósitos apresentados no catálogo, optou-se por um com  $1,8 \text{ dm}^3$  de volume interior, o que conduz a uma capacidade útil de  $1,2 \text{ dm}^3$  dado que a bomba hidráulica e o filtro da admissão serão instalados no interior do depósito. Assim, o volume variável máximo é de cerca de 20% da capacidade útil.

Finalmente procedeu-se à escolha do colector central, optando-se pelo modelo mais simples que apenas possui duas válvulas, uma limitadora de pressão e uma de retenção na linha de pressão, fig. 3.29.

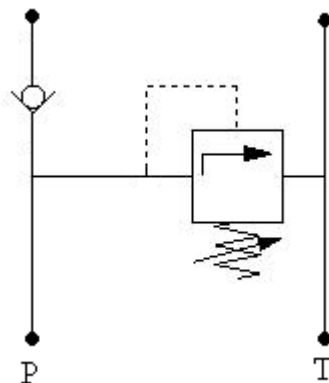


Fig. 3.29 – Circuito hidráulico do colector central

Apesar de em cada sub-circuito existir uma válvula limitadora de pressão, a existência de uma na central hidráulica é bastante importante, visto que caso ocorra uma avaria no divisor de caudal, esta válvula será responsável por garantir que o circuito não excederá a pressão máxima, evitando-se assim que o motor eléctrico entre em sobrecarga.

A utilização de uma válvula de retenção na linha de pressão é também bastante pertinente, dado que esta irá impedir que exista retorno de óleo pela linha de pressão quando a central estiver desligada. Este fenómeno pode causar anomalias na bomba hidráulica, levando-a a rodar no sentido oposto ao estabelecido, o que pode conduzir à ocorrência de problemas nos vedantes.

Depois de definida a central a instalar, procedeu-se à escolha do divisor de caudal tendo em conta o caudal máximo fornecido pela bomba que é de 4,2 l/min, o que se traduz num caudal de aproximadamente 0,8 l/min por sub-circuito.

Em primeiro lugar efectuou-se uma breve pesquisa por fabricantes deste tipo de equipamentos tendo como principal requisito a sua compacidade, a *Vivoil* foi a empresa escolhida devido ao facto de grande parte da sua produção serem mini-centrais hidráulicas e divisores de caudal. Na fig. 3.30 pode-se observar um divisor de caudal do tamanho 0 com quatro elementos produzido por este fabricante.



Fig. 3.30 – Exemplo de um divisor de caudal em funcionamento



Posto isto, consultou-se o catálogo do fabricante (Vivoil Oleodinamica Vivolo 2008) de modo a escolher o divisor mais adequado ao novo circuito hidráulico a instalar no protótipo. Esta empresa produz actualmente três versões diferentes de divisores de caudal do tamanho 0:

- RV-D, esta é a versão *standard*, apenas divide o caudal de entrada sem que exista correcção de fase<sup>6</sup>;
- RV-S, esta versão possui apenas uma válvula de correcção de fase para todos os elementos;
- RV-V, esta é a mais completa de todas as versões. Para além de possuir válvulas de anti-cavitação e de correcção de fase em todos os elementos, é ainda possível ajustar a individualmente pressão máxima de cada uma das saídas.

Após alguma reflexão chegou-se à conclusão que a utilização de um divisor de caudal do tamanho 0 com cinco elementos da série RV-D seria a opção mais adequada, devido às seguintes razões:

- Não são necessárias válvulas de correcção de fase, visto que através do *feedback* dos transdutores de posição é possível corrigir os possíveis desfasamentos existentes entre os actuadores com recurso a um *software* de comando adequado;
- Os fenómenos de cavitação não levantam grandes problemas devido à implementação do sub-circuito de contrapressão, pelo que se podem dispensar as válvulas anti-cavitação;
- Como cada bloco possui uma válvula limitadora de pressão, a adição deste tipo de componentes ao divisor não traria quaisquer vantagens;
- Este é o modelo mais compacto.

---

<sup>6</sup> Os divisores de caudal podem ser equipados com válvulas de correcção de fase, corrigindo-se assim pequenos desfasamentos que possam ocorrer entre os vários actuadores alimentados por um componente deste tipo.

Depois da escolha do modelo faltava apenas definir a cilindrada dos elementos, esta decisão foi baseada na figura seguinte:

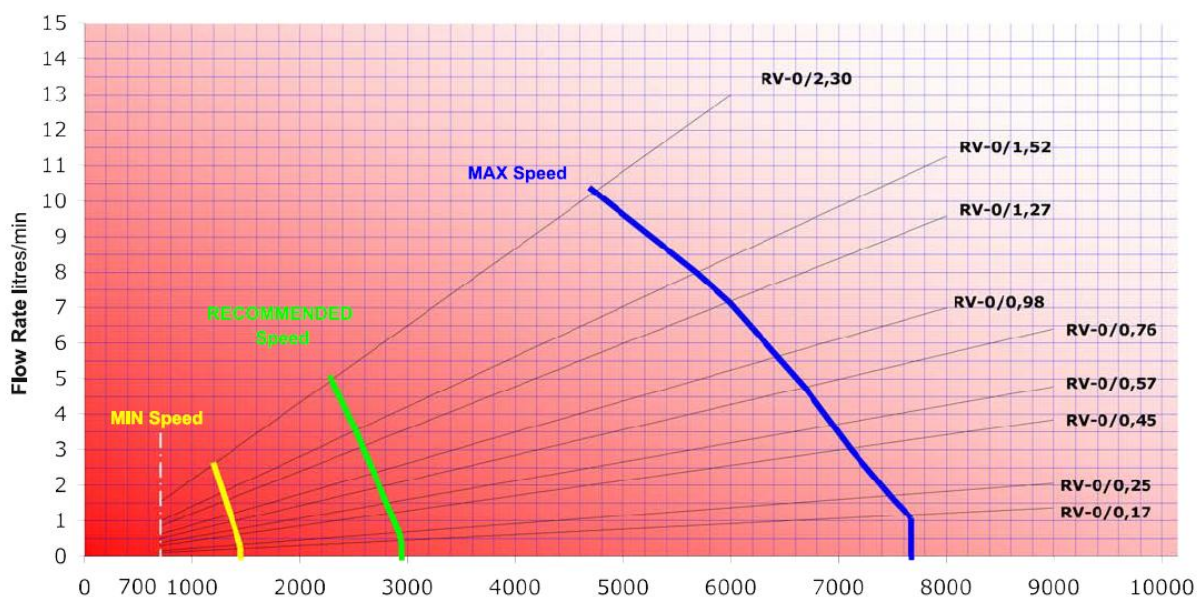


Fig. 3.31 – Curva característica dos divisores de caudal do tipo 0

Tal como se pode observar na fig. 3.31, tanto uma cilindrada de  $0,17 \text{ cm}^3$  como de  $0,25 \text{ cm}^3$  possuem zonas de funcionamento compatíveis com o caudal fornecido pela central hidráulica, portanto, foi necessário pesar os prós e os contras de cada uma das alternativas.

A utilização de uma cilindrada mais reduzida tem a vantagem de proporcionar um caudal de saída menos pulsante, visto que os elementos irão girar a uma velocidade mais elevada existindo, portanto, menos flutuações de caudal. Por outro lado, quando maior for a velocidade de rotação maior será a queda de pressão, pelo que a utilização de elementos com uma cilindrada mais elevada irá conduzir a uma menor perda de carga no divisor de caudal.

Como se pode verificar na fig. 3.31 a velocidade de rotação será sempre bastante elevada, logo as flutuações de caudal serão sempre pouco significativas qualquer que seja a cilindrada escolhida. Devido a este facto optou-se por instalar no protótipo um divisor de caudal com cinco elementos, com  $0,25 \text{ cm}^3$  de cilindrada cada um.

Com esta decisão, significa que quando a bomba funcionar a 1500 rot/min e fornecer cerca de 0,84 l/min o divisor funcionará a cerca de 5000 rot/min, o que significa estar bem dentro do intervalo considerado na fig. 3.31.

### **3.2.5 Instalação do Novo Sistema Hidráulico no Protótipo**

A instalação do novo sistema hidráulico no protótipo foi o culminar de todo o trabalho de pesquisa, concepção e dimensionamento dos vários componentes, revelando-se bastante morosa e delicada, mas também bastante gratificante e enriquecedora.

A primeira fase desta etapa foi a desmontagem de todos os componentes do sistema original, tanto os hidráulicos como os eléctricos, visto que o sistema eléctrico também foi alvo de grandes modificações. Durante esta tarefa, à medida que se iam desmontando os vários componentes, efectuou-se a sua pesagem com o objectivo de, no final destas modificações, se ter uma avaliação da diminuição de massa global do protótipo original. Em seguida, são apresentadas as massas dos vários componentes do sistema original:

- Central hidráulica – 41,2 kg;
- Blocos hidráulicos e respectivas válvulas – 87,1 kg.

Ao efectuar a soma destes dois valores obteve-se uma massa total de 128,3 kg, sem contar com a massa da tubagem de ferro que não foi tida em conta, dado que pesar todos estes pequenos componentes seria uma tarefa demasiado minuciosa. No entanto, verificou-se que no novo sistema hidráulico a quantidade de tubos de ferro será semelhante.

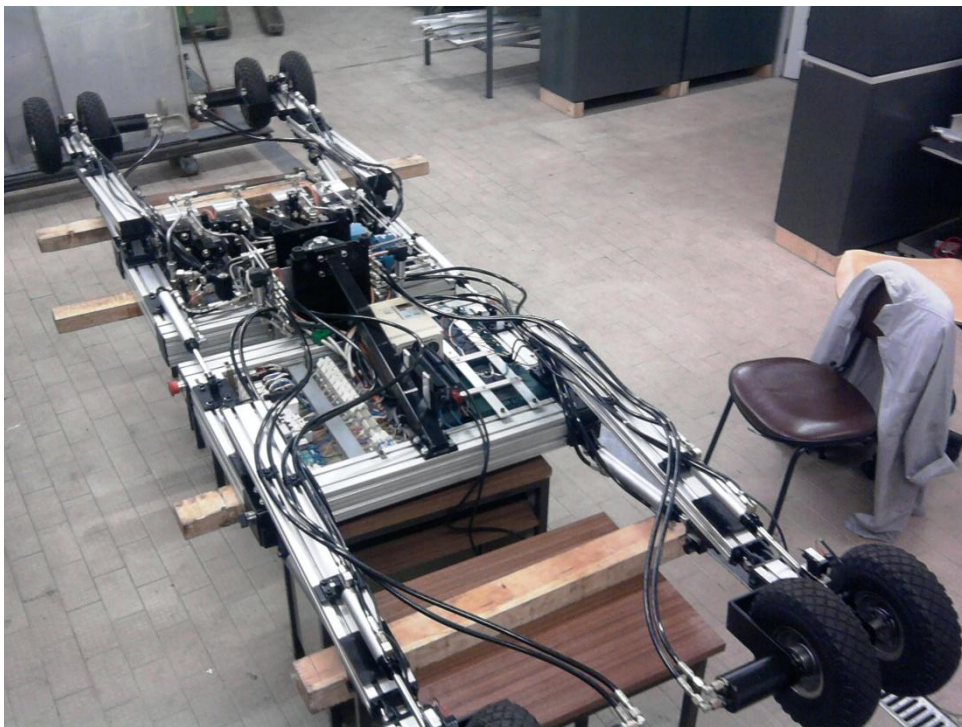


Fig. 3.32 – Mesa Hidráulica Móvel em fase de montagem

Após concluída a fase de desmontagem, deu-se início à instalação dos novos componentes. Numa primeira fase foram efectuados alguns testes de modo a perceber qual seria a melhor disposição, no sentido de permitir a adequada acessibilidade, dado que se pretendia que todo o circuito hidráulico ocupasse a parte inferior de apenas uma das mesas. Depois de encontrada a solução mais adequada procedeu-se à fixação dos blocos, central hidráulica e divisor de caudal, efectuando-se em seguida as ligações entre os vários componentes.

Tal como na desmontagem, aquando da instalação dos novos componentes também se efectuou a sua pesagem, obtendo-se os seguintes valores:

- Central hidráulica – 8,9 kg;
- Divisor de caudal – 1,8 kg;
- Blocos hidráulicos e válvulas de accionamento das pernas – 18,5 kg;
- Bloco hidráulico e válvulas de accionamento da direcção – 1,4 kg;
- Subcircuito da contrapressão – 1,7 kg.

Ao efectuar a soma destes valores obteve-se uma massa total de 32,3 kg, o que em comparação com o sistema original se traduz numa diminuição de 96 kg, o que irá possibilitar um aumento importante da capacidade de carga útil do protótipo. Para além disso, quando este estiver descarregado será necessária uma menor pressão no sistema hidráulico, o que se traduzirá num menor consumo de corrente por parte do motor eléctrico e consequentemente uma maior autonomia das baterias.

Como seria de esperar, a utilização de componentes mais compactos permitiu instalar todo o sistema hidráulico na parte inferior de uma das mesas, ficando a outra disponível para alojar os componentes eléctricos.

Para finalizar, na fig. 3.33 apresenta-se o aspecto final do novo sistema hidráulico instalado no protótipo.

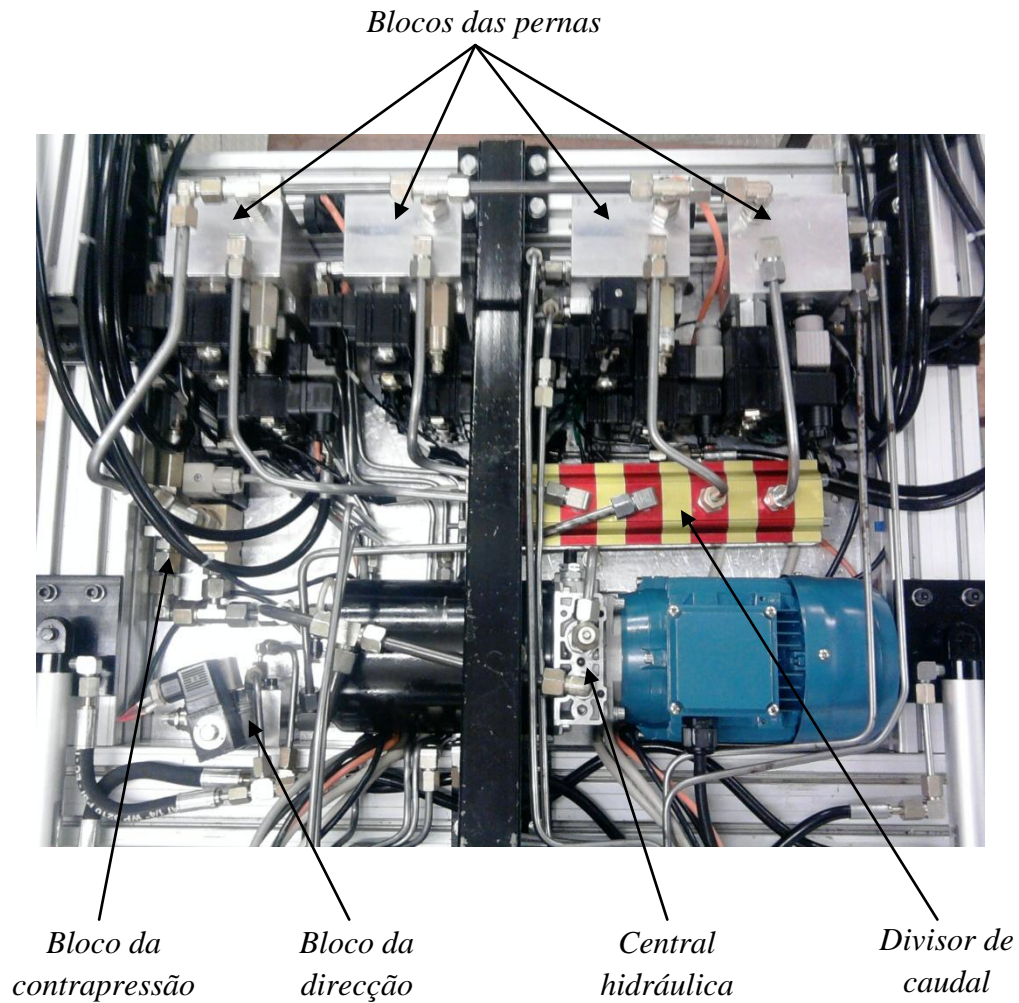


Fig. 3.33 – Sistema hidráulico instalado no protótipo



### 3.3 Sensorização

Tal como foi referido na secção 2.3, durante alguns testes preliminares efectuados ao protótipo original haviam sido reconhecidas vantagens na presença de transdutores de pressão no novo circuito hidráulico. Com a adição de quatro componentes deste tipo, um para cada perna, será possível saber qual é a carga a que cada uma está sujeita, conseguindo-se assim saber se, num dado instante, todas as pernas estão, nomeadamente, em contacto com o solo.

Devido aos factos mencionados anteriormente, decidiu-se instalar quatro transdutores de pressão de membrana nos cilindros da elevação, mais propriamente nas linhas de alimentação das câmaras maiores destes actuadores, visto que são estas câmaras que exercem a força necessária para suportar o peso do protótipo (ver esquema hidráulico do Anexo B).

Posto isto, efectuou-se uma breve pesquisa por fabricantes de equipamentos deste tipo, optando-se por instalar quatro transdutores da *AEP Transducers*, sendo o modelo escolhido o TP3BE53R. Estes componentes, tal como se pode verificar no catálogo do fabricante (AEP Transducers 2008) possuem uma gama de medição que vai dos 0 aos 50 bar, variando o sinal de saída entre os 0 e os 10 V, o que se traduz numa sensibilidade de 0,2 V/bar.



Fig. 3.34 – Transdutor de pressão TP3BE53R

Para além dos transdutores de pressão, foi também instalado um transdutor de posição para medir o ângulo da direcção. Numa primeira fase pensou-se utilizar transdutores de cabo potenciométricos semelhantes aos já instalados nos cilindros da articulação e da elevação, mas como existia um transdutor da *Gefran* (fig. 3.35) disponível, optou-se pela instalação do mesmo na Mesa Hidráulica Móvel.

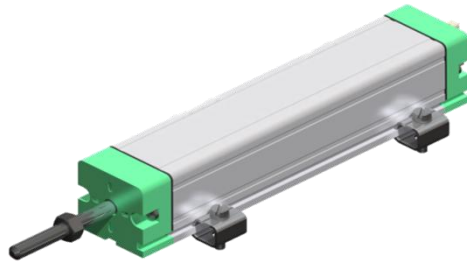


Fig. 3.35 – Transdutor de posição LTH100S

Através da consulta do respectivo catálogo (GEFRAN spa 2007) verificou-se que, tal como os transdutores referidos anteriormente, este também é potenciométrico e possui uma gama de medição de 100 mm. Dado que a sua linearidade é de  $\pm 0,05\%$ , pode-se aproximar a sua curva característica a uma recta para efeitos de programação.

Como o curso dos actuadores da direcção é de 200 mm e o transdutor só tem 100 mm, este teve de ser colocado a uma menor distância do eixo de rotação da direcção de modo a ser possível efectuar esta medição, na fig. 3.36 pode-se observar o transdutor já instalado no protótipo.

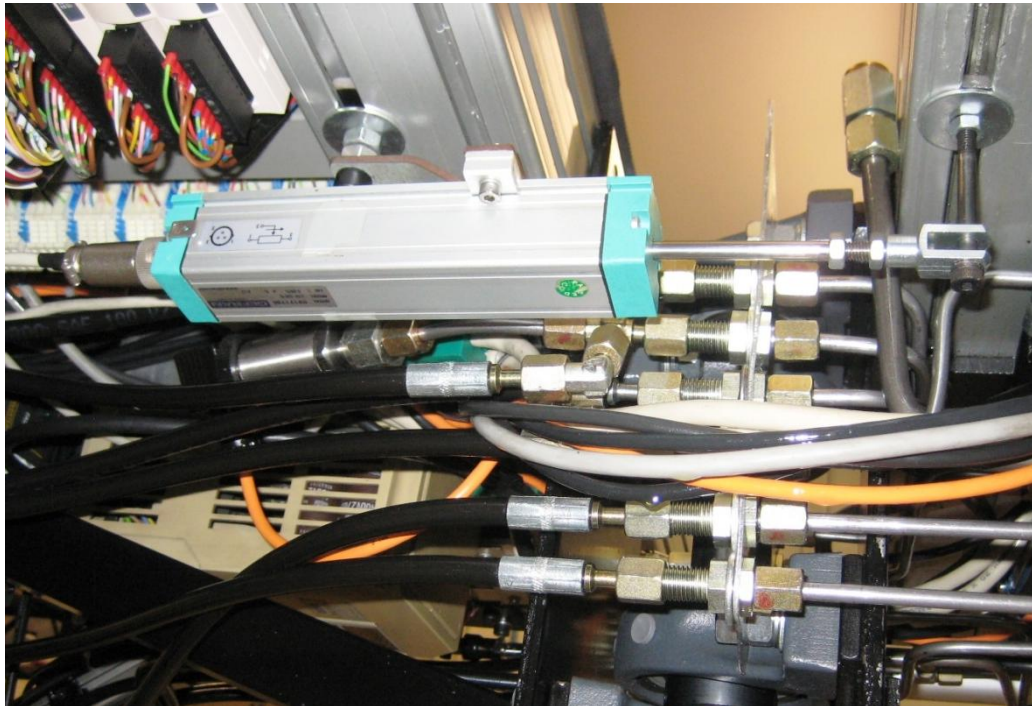


Fig. 3.36 - Transdutor instalado no protótipo para a medição do ângulo da direcção

### 3.4 Sistema Eléctrico e *Hardware*

Tal como foi referido na secção 2.4, reconheceu-se a necessidade de reformular o sistema eléctrico devido ao facto de o circuito original estar dividido em três quadros eléctricos, o que o tornava globalmente bastante volumoso. Esta reformulação consistiu sobretudo na instalação de todos os componentes presentes nos três quadros referidos anteriormente num único quadro eléctrico. Para além disso, foram também efectuadas algumas alterações ao hardware de comando de forma a ser possível controlar o novo sistema hidráulico e efectuar a leitura dos novos transdutores.

O hardware responsável pelo controlo do motor eléctrico não sofreu grandes alterações dado que se optou por manter o variador de frequência e o inversor de corrente utilizados no protótipo original. Esta decisão deveu-se ao facto de a nova central hidráulica, tal como a instalada no protótipo original, utilizar um motor AC trifásico de 370 W.

Ao contrário dos componentes referidos anteriormente, o autómato programável foi alvo de uma reformulação. Esta consistiu na troca de alguns módulos de expansão de forma a ser possível controlar o novo sistema hidráulico, assim como efectuar a leitura dos transdutores que foram adicionados ao protótipo.

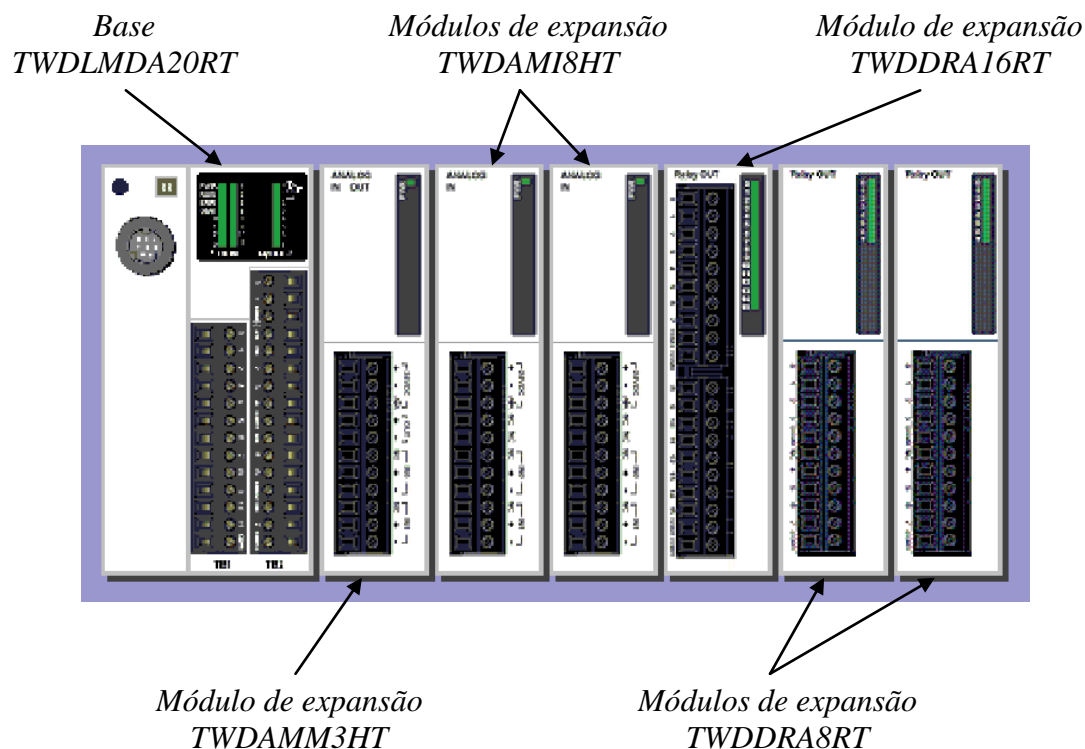


Fig. 3.37 – Autómato programável e respectivos módulos de expansão



Tal como se pode observar na fig. 3.37, depois das alterações efectuadas nos módulos de expansão, o autómato programável passou a ser composto por:

- *Uma base modular TWDLMDA20RT*, que para além de correr o programa desenvolvido para o controlo do protótipo, possui ainda 12 entradas e 8 saídas digitais (sendo 6 por relé);
- *Um módulo de expansão TWDAMM3HT*, com uma saída e duas entradas analógicas;
- *Dois módulos de expansão TWDAMI8HT*, com oito entradas analógicas cada;
- *Um módulo de expansão TWDDRA16RT*, com 16 saídas digitais (por relé);
- *Dois módulos de expansão TWDDRA8RT*, com oito saídas digitais cada (por relé).

Na tabela 3.1 estão expostas as variáveis controladas por cada um dos módulos referidos anteriormente, embora no Anexo C se encontre disponível outra tabela mais detalhada com todas as ligações efectuadas ao autómato.

**Tabela 3.1 – Funções dos vários módulos do autómato**

<b>Módulo</b>	<b>Função</b>
TWDLMA20RT	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aq. sinal de emergência</li> <li>• Act. Solenóides da direcção</li> <li>• Act. Solenóide da contrapressão</li> <li>• Act. Start/stop do variador de freq.</li> </ul>
TWDAMM3HT	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sinal de ref. para o variador freq.</li> <li>• Leitura do inclinómetro</li> </ul>
TWDAMI8HT	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Leitura dos transdutores de posição</li> </ul>
TWDAMI8HT	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Leitura da carga das baterias</li> <li>• Leitura do transdutor da direcção</li> <li>• Leitura dos transdutores de pressão</li> </ul>
TWDDRA16RT	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Act. Solenóides do bloco da perna FD</li> <li>• Act. Solenóides do bloco da perna FE</li> </ul>
TWDDRA8HT	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Act. Solenóides do bloco da perna TD</li> </ul>
TWDDRA8HT	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Act. Solenóides do bloco da perna TE</li> </ul>

Após estarem definidos os módulos do autómato a utilizar e as respectivas funções, iniciou-se a concepção do novo sistema eléctrico responsável por interligar o autómato aos diversos componentes eléctricos a controlar, assim como às baterias. Em seguida são expostas as várias características deste sistema, embora o leitor deva consultar o Anexo D onde está disponível um esquema completo de todo o circuito eléctrico.

Em primeiro lugar foram efectuados alguns testes de modo a perceber qual a disposição mais compacta para os diversos componentes, uma vez que todo o sistema eléctrico deve poder ser instalado na parte inferior de uma das mesas. Após esta análise chegou-se à conclusão que a melhor solução seria reservar metade da mesa para os componentes mais volumosos (variador de frequência, inversor de corrente e baterias), ficando a outra metade disponível para o novo quadro eléctrico. Com esta disposição foi possível cumprir o objectivo de libertar a parte superior do chassis de modo a facilitar o transporte de carga na Mesa Hidráulica Móvel.

Numa primeira fase pensou-se em instalar um quadro eléctrico fechado à semelhança do protótipo original, mas optou-se por utilizar apenas uma platine com calhas DIN ficando o quadro aberto. Esta decisão deveu-se ao facto da Mesa Hidráulica Móvel se tratar de um protótipo e muito provavelmente vir a ser sujeita a modificações, revelando-se esta opção muito mais vantajosa em termos de acessibilidade, facilitando assim possíveis alterações futuras.

Depois de estar definido o local e as dimensões do novo quadro eléctrico (450x300 mm) iniciou-se a concepção do novo circuito de alimentação. Este, à semelhança do antigo, possui quatro sub-sistemas independentes:

- *24 V de comando*, composto por duas baterias de 12 VDC, ligadas em série, responsáveis por alimentar o autómato e os transdutores de pressão;
- *12 V de sinal*, responsável por fornecer energia aos transdutores de posição. Este circuito é alimentado por uma das baterias do circuito de alimentação do autómato, dado que neste caso o consumo de corrente será relativamente reduzido;

- 24 V de potência, composto por duas baterias de 12 VDC, ligadas em série, responsáveis por alimentar os solenóides das electroválvulas;
- 12V de potência, composto por quatro baterias de 12 VDC, ligadas em paralelo, responsáveis por fornecer energia ao inversor para alimentação do motor eléctrico da central hidráulica.

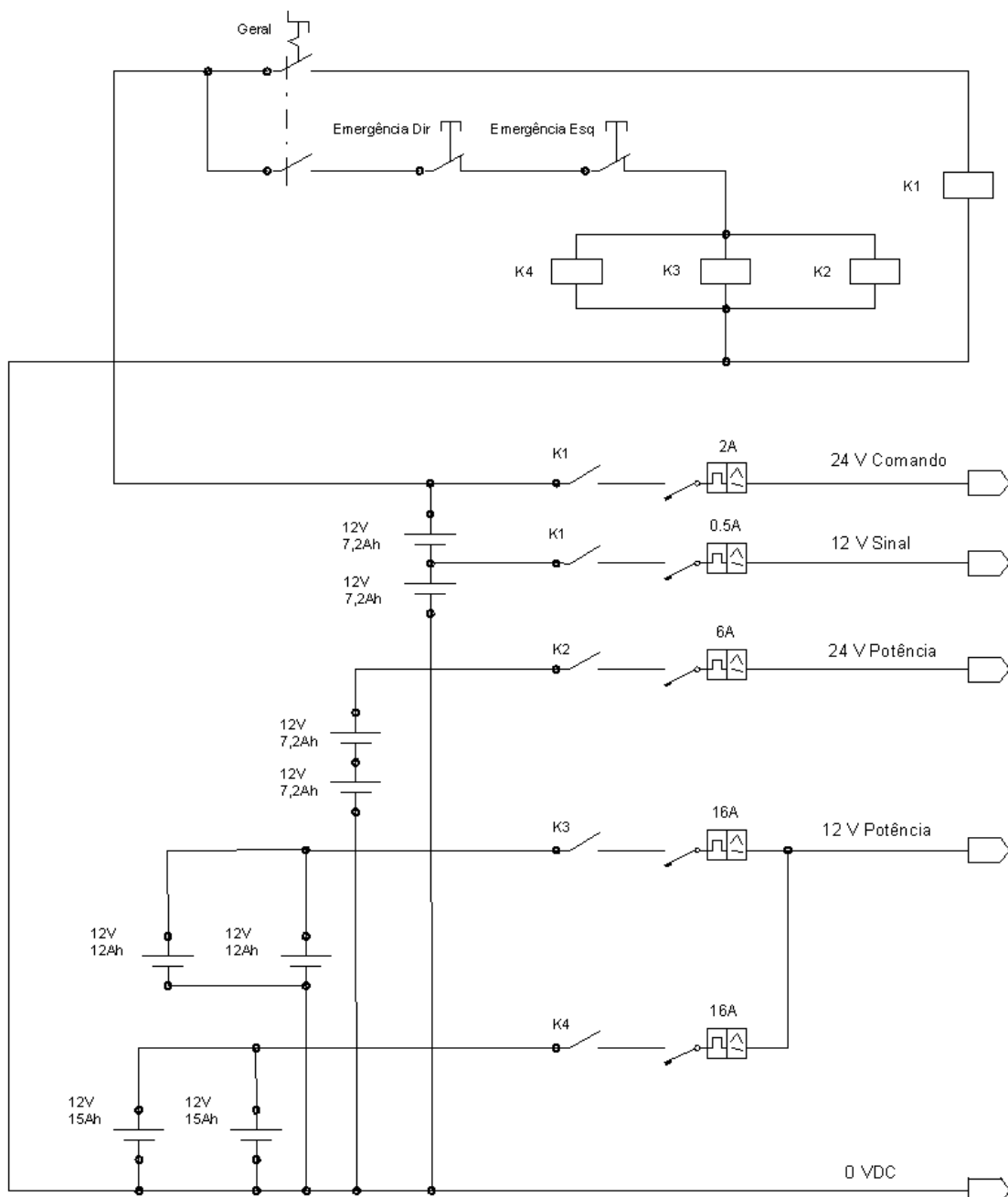


Fig. 3.38 – Sistema de alimentação e de emergência

Cada um dos circuitos da fig. 3.38 possui um disjuntor responsável por efectuar o corte da energia em caso de sobrecarga. Para além disso, foi instalado um sistema de relés de forma a ser possível instalar uma botoneira na lateral do chassis que permita ligar e desligar o protótipo sem ser necessário recorrer ao quadro eléctrico, pois este não será de fácil acesso. Por razões de segurança, foram ainda adicionadas duas botoneiras de emergência, uma em cada um dos lados do protótipo, que serão bastante úteis caso ocorra algum problema.



Fig. 3.39 – Botoneiras instaladas no protótipo

A botoneira *on/off* da fig. 3.39, quando desligada, efectua o corte de energia dos circuitos de comando e de potência, ficando o protótipo totalmente desligado e sem qualquer consumo de energia. Por outro lado, as botoneiras de emergência, quando premidas, apenas efectuam o corte dos circuitos de potência, permitindo que o autómato e os transdutores continuem ligados, não sendo portanto necessário reiniciar o sistema. Embora o autómato permaneça ligado, isto não irá interferir com a função principal da botoneira de emergência que é imobilizar a Mesa Hidráulica Móvel, visto que ao cortar a alimentação dos circuitos de potência o motor eléctrico será desligado e todas as válvulas voltarão à sua posição não actuada.

Tal como se pode observar na tabela 3.1, foi prevista a medição da carga das baterias. Para se efectuar esta leitura foi necessário desenvolver um circuito com vários divisores de tensão, isto deveu-se ao facto dos módulos de entradas analógicas apenas lerem sinais de 0 a 10 VDC, enquanto que as grandezas a medir são de 24VDC para as baterias de comando e dos solenóides e 12 VDC para as baterias do motor eléctrico.

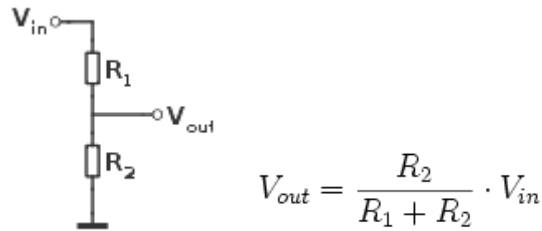


Fig. 3.40 – Princípio de funcionamento de um divisor de tensão

A fig. 3.40 mostra que ao ligar duas resistências em série alimentadas com uma determinada tensão, é possível obter um valor de tensão  $V_{out}$ , inferior e directamente proporcional a  $V_{in}$ , entre as duas resistências. Por exemplo, no caso das duas resistências possuírem o mesmo valor, a tensão  $V_{out}$  será metade de  $V_{in}$ .

Com esta teoria em mente, foram concebidos três divisores de tensão, dois com resistências de 9,9 K $\Omega$  e 4,6 K $\Omega$  para os circuitos de 24 VDC e um com duas resistências de 6,7 K $\Omega$  para o sistema de alimentação do motor eléctrico.

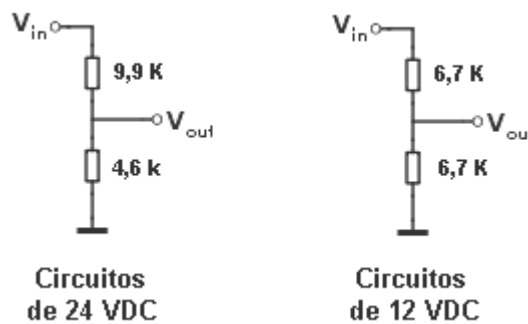


Fig. 3.41 – Divisores de tensão implementados no protótipo

Depois de definidos os vários circuitos de alimentação, iniciou-se a concepção do esquema de ligações dos elementos de medição, começando-se pelos transdutores de posição. Estes, dado que são resistivos, têm uma saída variável desde os 0 VDC até à sua tensão de alimentação, ou seja, se forem alimentados a 12 VDC produzem uma saída variável entre os 0 VDC e 12 VDC, conforme estejam na sua posição mínima ou máxima respectivamente. Dado que o autómato apenas lê variáveis analógicas com valores de tensão compreendidos entre 0 VDC e 10 VDC, seria de esperar que os transdutores de posição fossem alimentados com 10 VDC. Mas como os transdutores de posição utilizados possuem uma gama de medição de 250 mm e os actuadores da elevação e da articulação possuem cursos de apenas 200 mm e 100 mm respectivamente, os transdutores nunca irão atingir o seu valor máximo. Devido a este facto, com o objectivo de evitar a utilização de mais divisores de tensão, optou-se por alimentar estes componentes com uma tensão de 12 VDC.

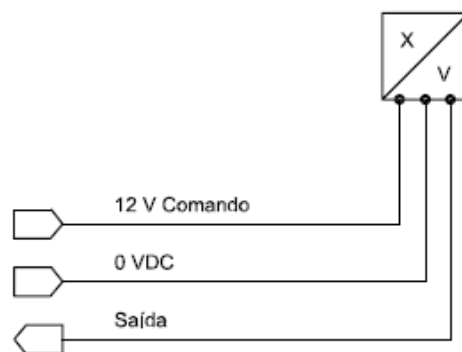


Fig. 3.42 – Esquema de ligação dos transdutores de posição

Em seguida efectuou-se o esquema de ligação dos transdutores de pressão. Estes, ao contrário dos transdutores de posição, possuem um circuito interno de condicionamento de sinal, pelo que ao serem alimentados com uma tensão de 24 VDC produzem uma saída variável entre os 0 VDC e os 10 VDC. Na fig. 3.43 apresenta-se o esquema de ligação destes componentes.

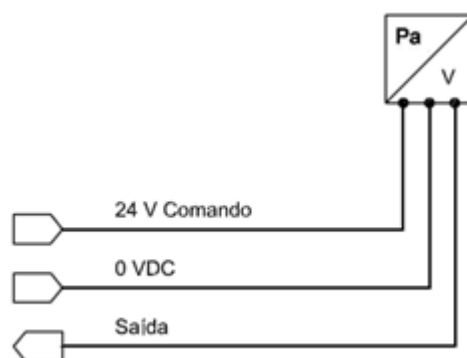


Fig. 3.43 – Esquema de ligação dos transdutores de pressão

Finalmente, foi elaborado o esquema de ligação do inclinómetro. Após consultar o respectivo catálogo (VTI Technologies Oy 2005), concluiu-se que este componente pode ser alimentado com tensões compreendidas entre os 7 VDC e os 35 VDC, pelo que se optou por uma tensão de alimentação de 24 VDC.

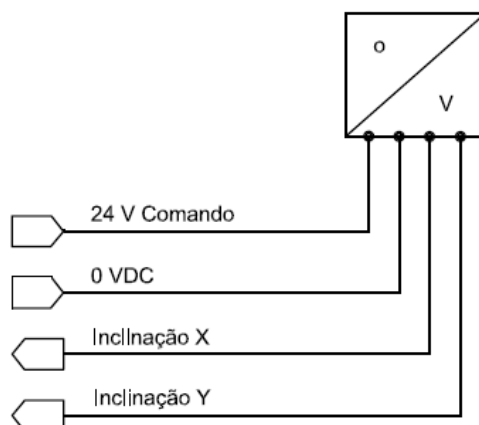


Fig. 3.44 – Esquema de ligação do inclinómetro

Após estarem definidas as ligações aos transdutores, era agora necessário conceber o esquema de ligações aos solenóides das electroválvulas. Este circuito foi bastante modificado em relação ao circuito do protótipo original, dado que os relés utilizados para accionar os solenóides foram eliminados quase na totalidade, o que tornou o sistema eléctrico bastante mais compacto. Isto deveu-se ao facto das bobinas das electroválvulas instaladas possuírem uma potência bastante inferior à das utilizadas originalmente, ou seja, as novas bobinas possuem uma potência de 12 W enquanto que as anteriores consumiam 30 W. Ora, como as bobinas são alimentadas com uma tensão de 24 VDC, isto significa que irão consumir uma corrente de 0,5 A. Após consultar o catálogo do autómato programável (Schneider Electric Portugal 2002) verificou-se que seus relés estão dimensionados para uma corrente de 2 A, pelo que se optou por ligar directamente os solenóides ao autómato.

O único solenóide em que se manteve o relé foi o da electroválvula do bloco da contrapressão. Esta decisão deveu-se ao facto de esta possuir uma potência mais elevada que as anteriores, pelo que por razões de segurança se optou por manter o relé.

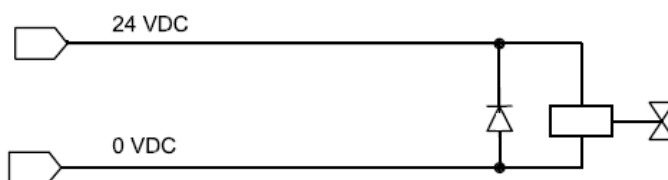


Fig. 3.45 – Esquema de ligação dos solenóides

Tal como se pode verificar na fig. 3.45, à semelhança do circuito original, foram instalados díodos *free-wheeling* em paralelo com os solenóides. Desta vez, no entanto, para melhor organização do quadro eléctrico, optou-se pela instalação dos mesmos no interior das fichas dos solenóides, tal como se pode observar na fig. 3.46.



Fig. 3.46 – Pormenor da ficha de um solenóide

Depois de definidos os esquemas de ligações dos transdutores e actuadores, foram então realizadas as ligações ao autómato. Em primeiro lugar efectuaram-se as ligações ao módulo base (fig. 3.47). Este é alimentado com os 24 VDC de comando de modo a permanecer ligado mesmo que a botoneira de emergência seja premida. Por outro lado, os solenóides da direcção são alimentados com os 24 VDC de potência, visto que estes devem ser desligados quando a botoneira de emergência for premida.

O circuito de comando da válvula de contrapressão foi alimentado com os 24 VDC de comando, devido ao facto de existir um segundo relé exterior ao autómato responsável por fornecer os 24 VDC de potência ao solenóide da contrapressão.

Tal como se pode verificar na fig. 3.47, apenas foi utilizada uma entrada digital, sendo esta responsável pela monitorização da botoneira de emergência. Este sinal é bastante importante, dado que é necessário garantir que o protótipo não efectue movimentos intempestivos quando se voltar a iniciar o sistema depois de uma situação de emergência.



O módulo base é também responsável por ligar e desligar o motor eléctrico, sendo para isso utilizada a saída %Q0.7 que, ao contrário das anteriores, é um contacto “seco”, dado que para se efectuar o *run* do variador de frequência apenas é necessário estabelecer ligação entre os pinos 1 e 6 do mesmo.

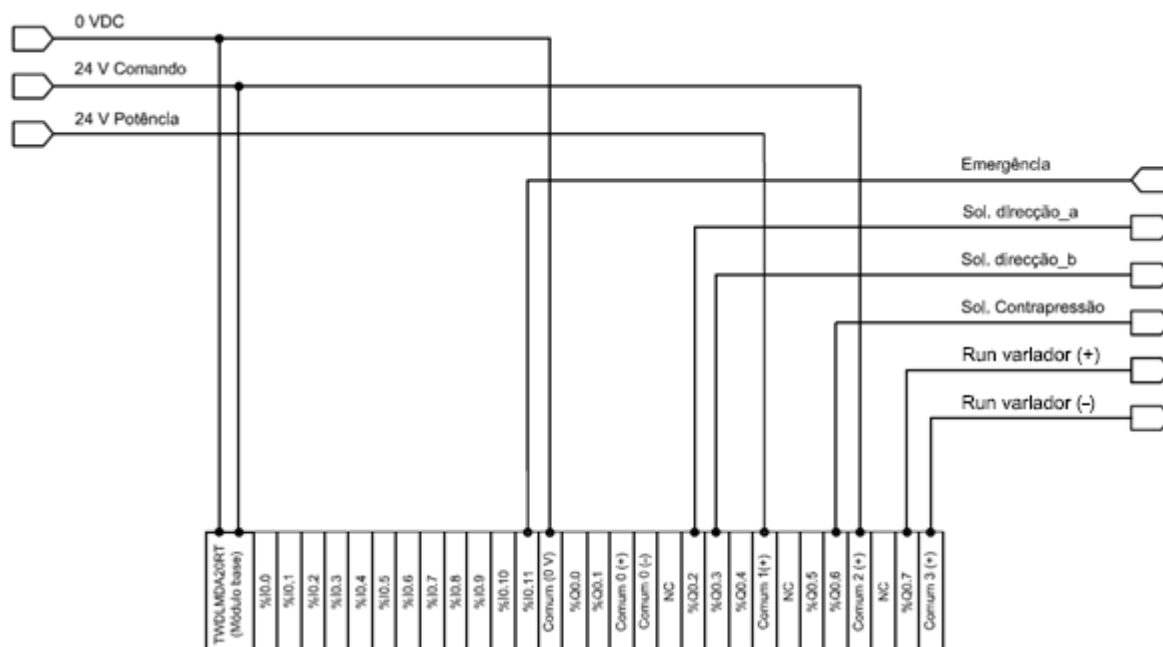


Fig. 3.47 – Esquema de ligações ao módulo base do autómato

Depois do módulo base, foram estabelecidas as ligações ao primeiro módulo de expansão do autómato, fig. 3.48. Este é responsável por fornecer a tensão de referência ao variador de frequência e efectuar a leitura dos dois sinais fornecidos pelo inclinómetro. Como seria de esperar, este módulo é alimentado com os 24 VDC de comando devido às razões referidas anteriormente.

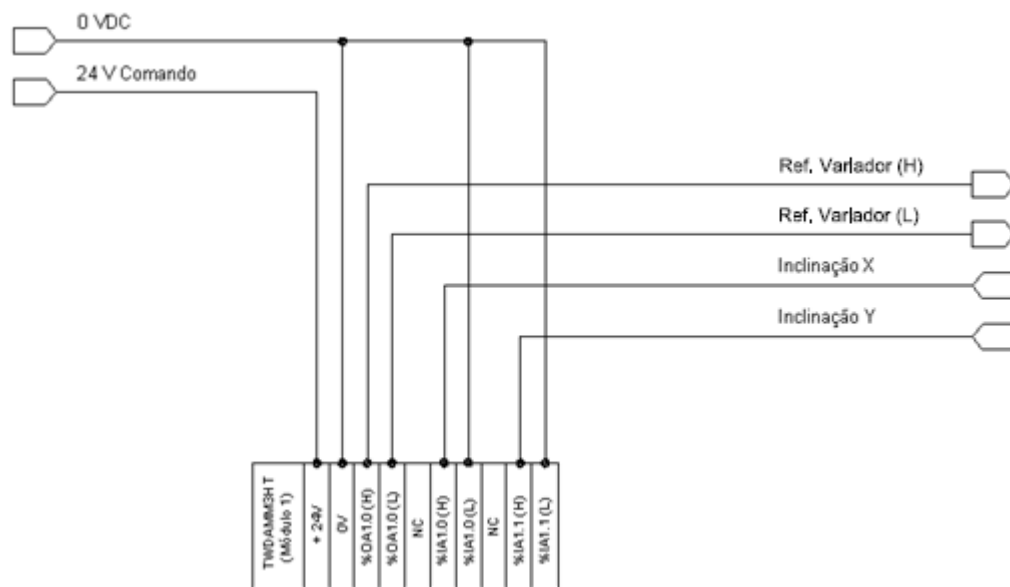


Fig. 3.48 – Esquema de ligações ao primeiro módulo de expansão do autómato

As ligações ao segundo e terceiro módulo de expansão são bastante semelhantes, diferindo apenas nos sinais que cada um adquire. Devido a este facto, na fig. 3.49 apenas se apresentam as ligações ao terceiro módulo, responsável pela aquisição da carga das baterias, do sinal dos transdutores de pressão, assim como do transdutor da direcção.

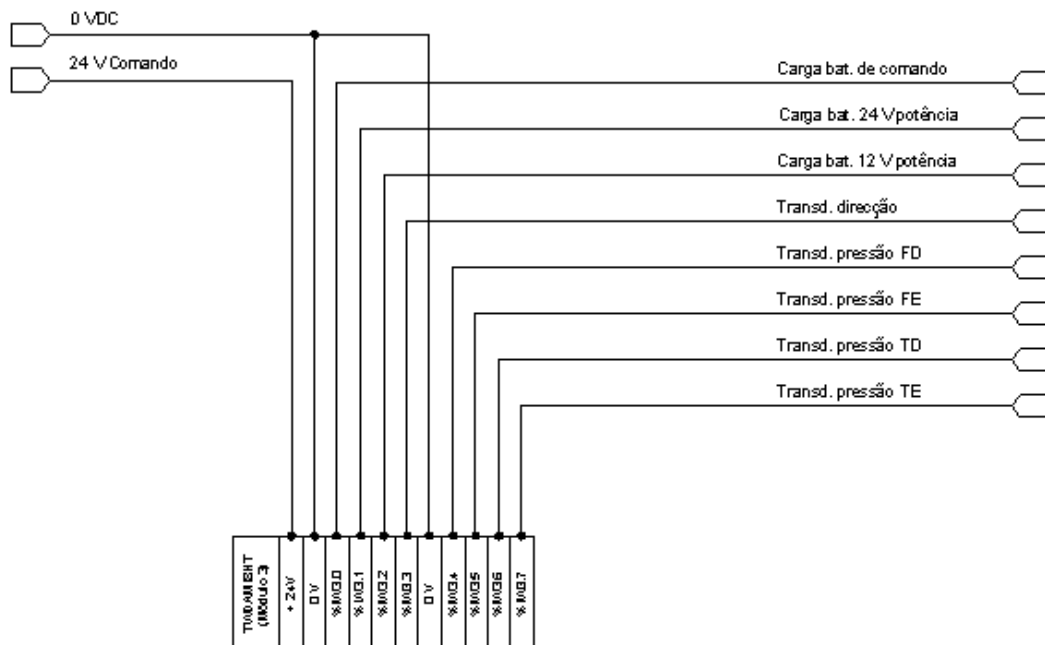


Fig. 3.49 – Esquema de ligações ao terceiro módulo de expansão do autómato

As ligações aos três últimos módulos de expansão são também muito semelhantes entre si, diferindo apenas na perna que é controlada por cada um deles. Ainda de referir que o quarto módulo de expansão, ao contrário do quinto e do sexto, é responsável pelo comando dos solenóides das válvulas de duas pernas dado que possui 16 saídas digitais por relé, enquanto que os outros apenas possuem 8 e, por isso, controlam apenas uma perna cada um.

Na fig. 3.50 está representado o esquema de ligações a um destes componentes, mais concretamente o quinto módulo de expansão.

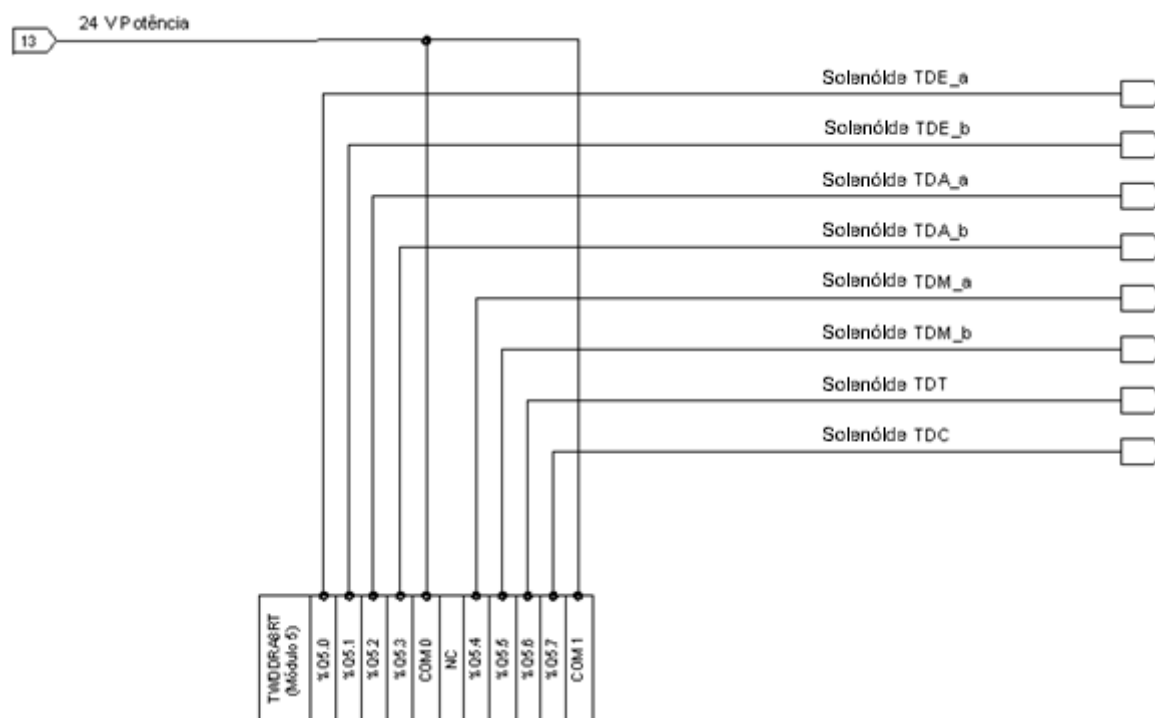


Fig. 3.50 – Esquema de ligações ao quinto módulo de expansão do autómato

Na fig. 3.51 é apresentada uma fotografia de todo o sistema eléctrico da Mesa Hidráulica Móvel. Como se pode observar, conseguiu-se cumprir o objectivo de instalar todo este sistema na parte inferior de uma das mesas, ficando assim a parte superior de ambas as mesas disponível para o transporte de carga.

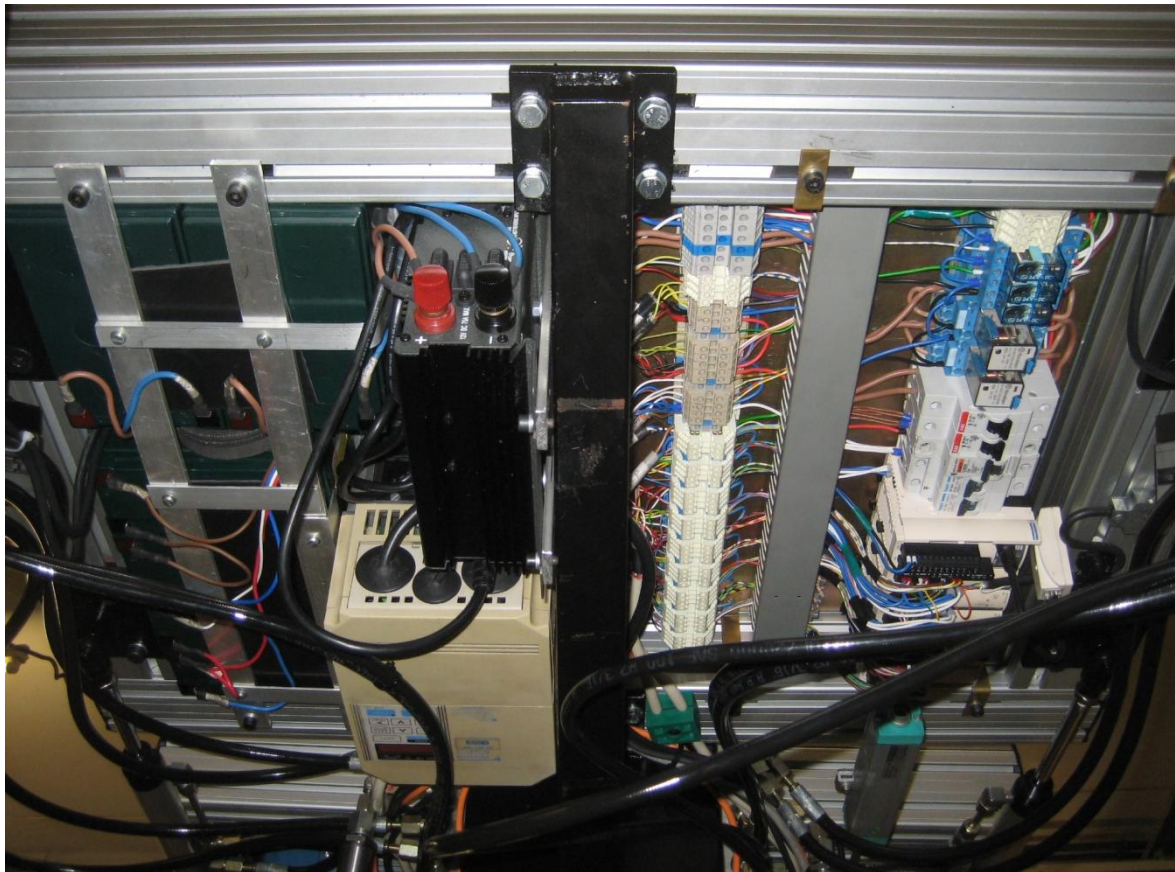


Fig. 3.51 – Sistema eléctrico instalado no protótipo

Quando comparado com o sistema eléctrico original, este pesa menos 14 kg. Ao somar a redução de massa do sistema e hidráulico, de 96 kg, e por fim deduzir o aumento de 54 kg provocado pela instalação do sistema de direcção, obteve-se uma redução total de 56 kg. O que conduziu a que, no final de toda a remodelação, o protótipo ficasse com uma massa global de 230 kg.

Tendo por base as considerações tecidas na secção 2.2 acerca da capacidade de elevação do protótipo, pode-se afirmar com segurança que a Mesa hidráulica Móvel será capaz de transportar uma carga útil de 100 kg. No entanto, deverão de ser cumpridas as limitações ao curso dos cilindros da elevação referidas na secção 2.2.

## 4 *Software* Desenvolvido e Testes Efectuados

Este capítulo será dedicado ao *software* desenvolvido para o controlo e comando remoto da Mesa Hidráulica Móvel.

Tal como foi referido anteriormente, foi instalado no protótipo um micro-autómato programável de características industriais, pelo que todo o programa de controlo foi desenvolvido no *software* fornecido pela *Schneider Electric*, o *TwidoSoft*. O autómato foi programado de forma ao protótipo conseguir cumprir os requisitos de controlo da inclinação do chassis e, para além disso, realizar movimentos elementares tais como, subir e descer o chassis, deslocar-se para a frente e para trás, mudar de direcção, entre outros.

Com o objectivo de tornar o comando remoto da Mesa Hidráulica Móvel simples e intuitivo, era necessário desenvolver uma interface homem – máquina (HMI) que permitisse que esta tarefa fosse efectuada remotamente através de um computador. Para tal, foi utilizado um sistema de controlo e aquisição de dados (SCADA), mais concretamente o *Vijeo Citect*, que à semelhança do autómato foi também fornecido pela *Schneider Electric*.

Ainda de referir que o protótipo original havia sido dotado de uma antena para comunicação *bluetooth* com o objectivo de se estabelecer uma comunicação sem fios entre o autómato e o computador, dispensando-se assim a utilização de um cabo de comunicação.

De modo a facilitar a compreensão dos vários assuntos abordados, este capítulo encontra-se dividido em várias secções:

- *Configuração da comunicação bluetooth*, onde são expostas as várias etapas de configuração necessárias para o estabelecimento da “comunicação sem fios” entre o autómato e o computador;
- *Software de controlo*, onde são expostos os vários esquemas que serviram de base à programação do autómato;
- *Software de supervisão*, onde é apresentada a interface HMI concebida para o comando remoto do protótipo. Para além disso, é também feita uma breve exposição acerca da programação do sistema SCADA.

## 4.1 Configuração da Comunicação *Bluetooth*

Tal como foi referido anteriormente, no protótipo original havia sido instalada uma antena *bluetooth*, de forma a ser possível estabelecer uma comunicação sem fios entre o autómato e computador. O modelo utilizado foi o VW3A8114 da *Telemecanique*, que por ser comercializado pela *Schneider Electric* garante uma total compatibilidade com o autómato instalado na Mesa Hidráulica Móvel.

Dado que o computador não possuía *Bluetooth*, foi necessário utilizar uma antena externa de modo a ser possível estabelecer a comunicação com o autómato. Para tal adquiriu-se uma caneta da marca *Trust* que, segundo este fabricante, permite estabelecer comunicação num raio de dez metros. No entanto, após alguns testes concluiu-se que este valor é bastante mais elevado.



Fig. 4.1 – Comunicação *bluetooth*

A utilização desta tecnologia trouxe uma maior flexibilidade durante a programação do autómato, dado que o protótipo não necessita de estar próximo do computador para que se efectue a transferência de dados. Para além disso, esta tecnologia permite que o controlo remoto da Mesa Hidráulica Móvel se efectue sem a existência de um “cordão umbilical” a ligá-la ao computador.

Depois de reconhecidas as vantagens desta tecnologia, procedeu-se à instalação das duas antenas de modo a estabelecer a comunicação. Para tal começou-se por conectar a caneta *Bluetooth* a uma das portas USB do computador e, em seguida, procedeu-se à instalação do *software* fornecido pelo fabricante.

Quanto à antena da *Telemecanique* apenas foi necessário conectá-la à porta RS-232 do autómato programável, visto que ambos os equipamentos foram concebidos pelo mesmo fabricante e são totalmente compatíveis entre si.

Após estarem instaladas as duas antenas foi necessário criar uma porta série virtual, neste caso a COM 6, tal como se pode observar na fig. 4.2.

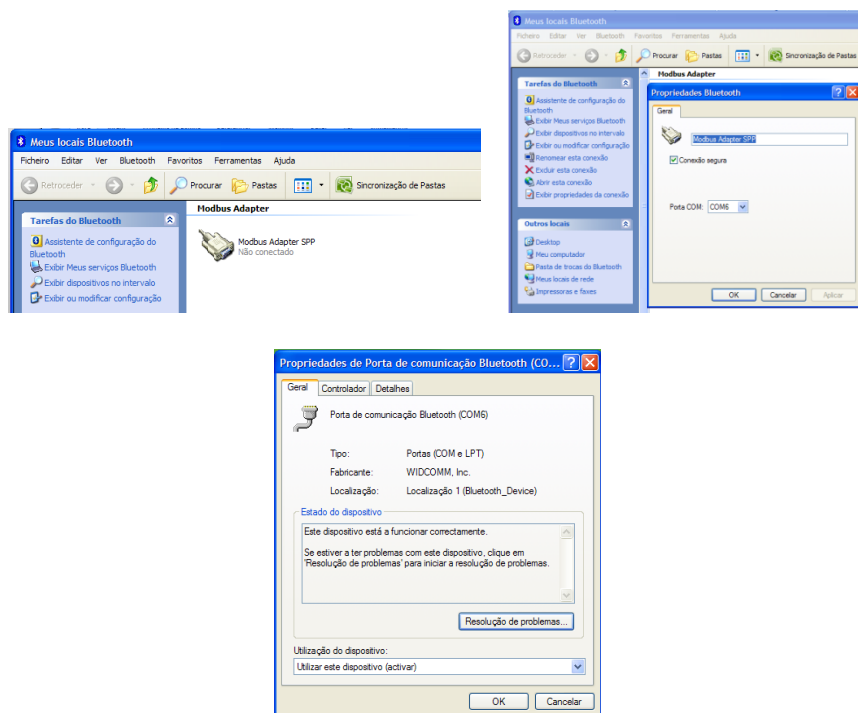


Fig. 4.2 – Estabelecimento de uma porta série virtual

Ainda de referir que, por razões de segurança, definiu-se uma palavra-chave de acesso ao dispositivo *bluetooth*, optando-se por manter a *password* estabelecida pelo fabricante que está disponível no respectivo catálogo (Telemecanique 2005).

Depois de configurada a porta série virtual, ficou estabelecida a comunicação sem fios entre o autómato e o computador. No entanto, é ainda necessário configurar o *TwidoSoft* e o *Vijeo Citect* de modo a ser possível utilizar estes programas, estas configurações serão descritas nas próximas secções do presente capítulo.

## 4.2 Software de Controlo

Tal como foi referido anteriormente, nesta secção será feita uma breve introdução ao *TwidoSoft* e em seguida serão expostos os vários esquemas que serviram de base à programação do autómato.

A *Schneider Electric* possui actualmente duas ferramentas para a programação dos autómatos *Twido*, o *TwidoSoft* e o *TwidoSuite*, por uma questão de afinidade optou-se pela utilização do *TwidoSoft*, fig. 4.3. Este *software* permite que a programação seja efectuada em três linguagens distintas, *Grafcet*, *Ladder* ou *Statment list*, sendo estas totalmente compatíveis entre si, ou seja, a qualquer momento é possível mudar de uma linguagem para a outra sem que ocorram quaisquer problemas. Como a linguagem *Ladder* era a mais familiar optou-se pela sua utilização na programação do autómato. Ainda de referir que o programa implementado no autómato pode ser consultado no CD anexo a este documento.

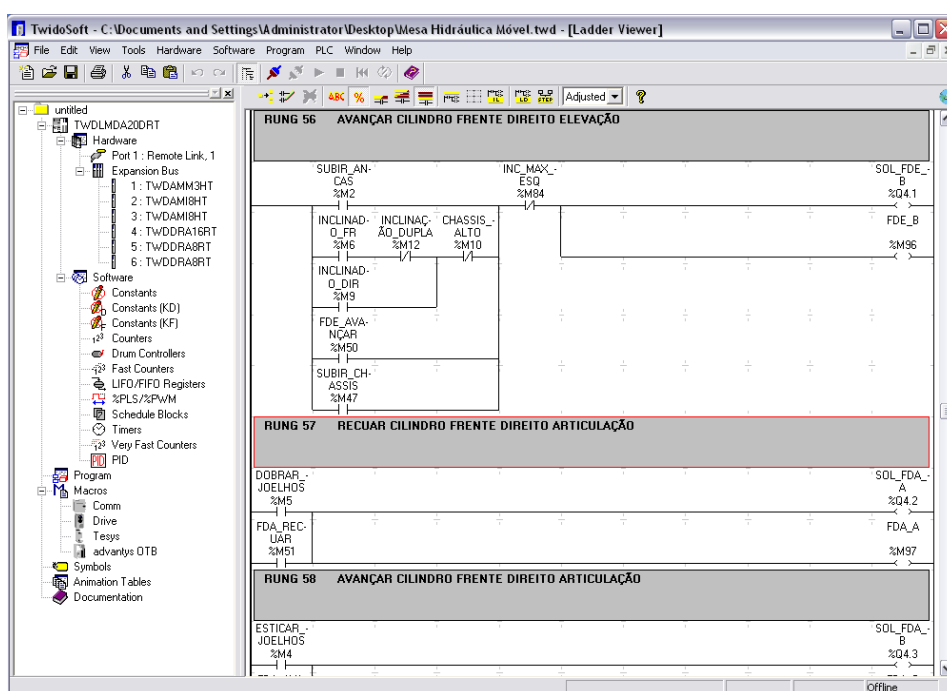


Fig. 4.3 – Programação *Ladder* no *TwidoSoft*

O estabelecimento da ligação sem fios entre o *TwidoSoft* e o autómato foi bastante simples, dado que, como foi criada uma porta série virtual, bastou seguir os procedimentos habituais para o estabelecimento de comunicação através de um cabo RS-232. O único parâmetro ao qual foi necessário prestar mais atenção foi ao número da porta, que deve ser o mesmo da porta virtual criada aquando da configuração da comunicação *bluetooth*, neste caso a COM 6.



Depois de configurado o *software* de programação do autómato, iniciou-se a concepção dos algoritmos de controlo da Mesa Hidráulica Móvel. Embora, numa primeira fase, tenham sido testadas algumas estratégias de controlo antes de terminada a reformulação descrita no capítulo anterior.

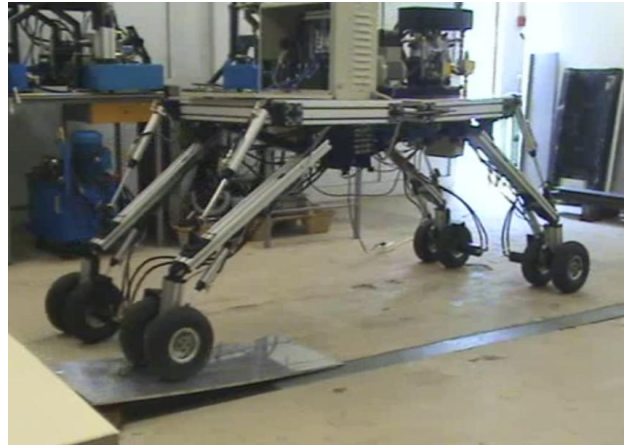


Fig. 4.4 – Protótipo em fase de testes

Em primeiro lugar foi testado o funcionamento dos vários transdutores e actuadores, recorrendo-se às *Animation Tables* do *TwidoSof*, que para além de permitirem verificar o valor das variáveis do autómato, possibilitam também forçar o estado dessas variáveis para valores desejados.

Depois de efectuados os testes descritos anteriormente, iniciou-se a implementação das funções elementares no autómato, começando-se por efectuar o comando dos motores hidráulicos de maneira a ser possível deslocar o protótipo para a frente e para trás conforme desejado. A programação desta função foi baseada no esquema da fig. 4.5.

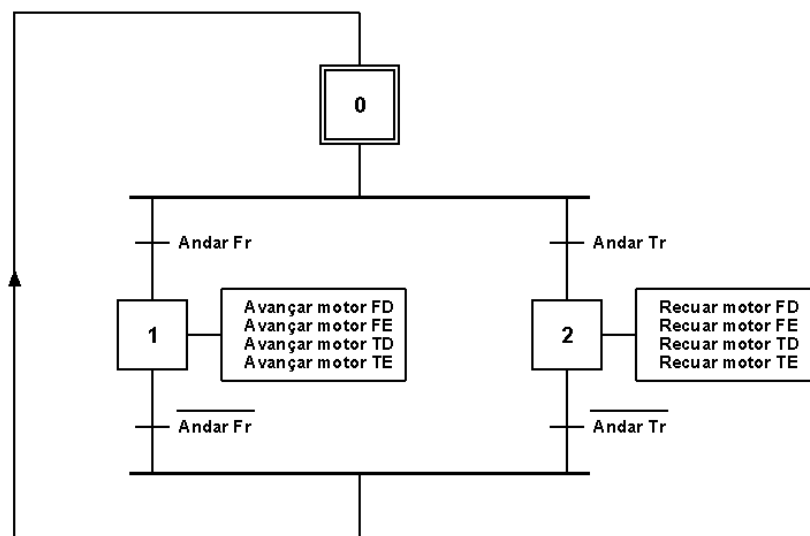


Fig. 4.5 – *Grafcet* de controlo dos motores hidráulicos

Em seguida programou-se o autómato de modo a ser possível subir e descer o chassis, sendo o princípio de funcionamento muito semelhante ao do caso anterior.

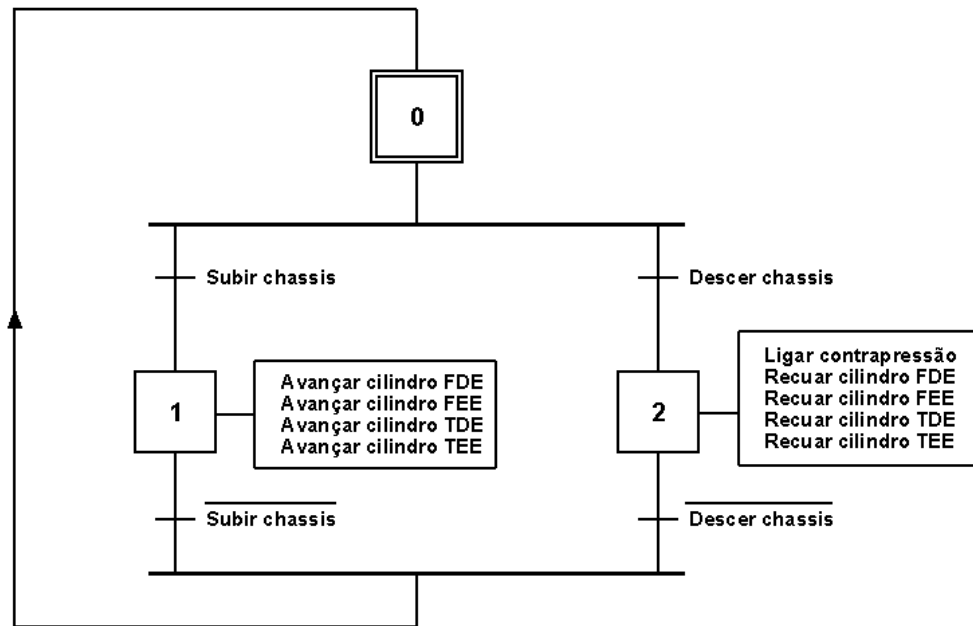


Fig. 4.6 – *Grafcet* de controlo da subida e descida do chassis

Como se pode verificar na fig. 4.6, durante a descida do chassis é necessário ligar a contrapressão para que o movimento se faça de uma forma suave e controlada.

Embora não esteja representado nas figuras 4.5 e 4.6, sempre que desejar mover um determinado actuador, para além de se actuar a válvula directamente responsável pelo seu comando, é também necessário actuar a válvula de carga do respectivo sub-circuito hidráulico. Caso contrário o caudal é desviado para o reservatório e, conseqüentemente, o actuador não irá efectuar o movimento desejado.

Após concluída a remodelação do protótipo descrita no capítulo 3, programou-se o autómato de modo a ser possível controlar o sistema de direcção. Na fig. 4.7 pode-se observar o esquema que serviu de base à programação desta funcionalidade.

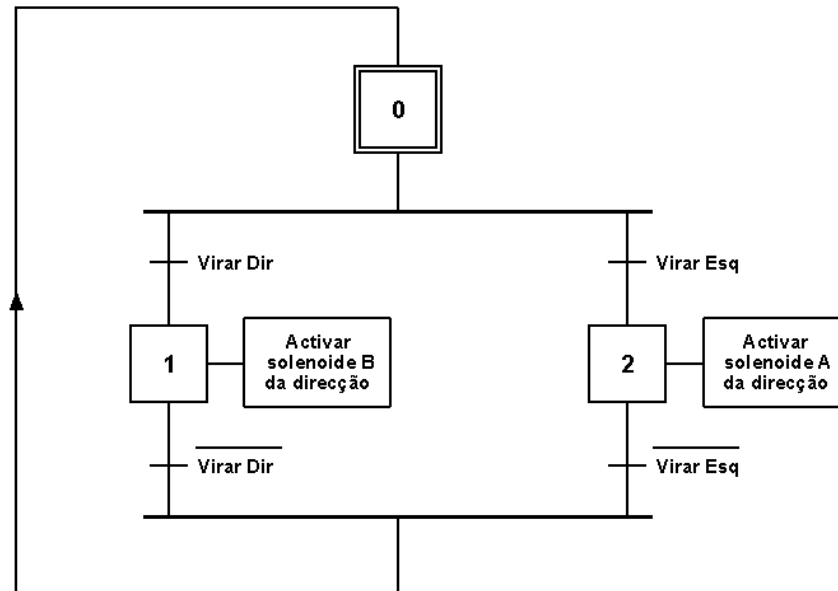


Fig. 4.7 – Grafcet de controlo da direcção

Depois de implementado o programa anterior, a Mesa Hidráulica Móvel deixou de estar limitada a mover-se sempre na mesma direcção, passando a ser possível virar para a direita e para a esquerda conforme desejado.

Estando concluída a implementação das funções básicas descritas anteriormente, iniciou-se o desenvolvimento de um programa capaz de controlar a inclinação do chassis da Mesa Hidráulica Móvel.

O primeiro programa implementado era bastante simples, dado que apenas utilizava o *feedback* do inclinómetro. Esta estratégia de controlo limitava-se a contrariar a inclinação do chassis recorrendo ao avanço dos cilindros responsáveis pela elevação das pernas, tal como se pode verificar no esquema da fig. 4.8.

Ainda de referir que, embora não esteja representado no esquema, foi necessário introduzir uma margem de erro (histerese) devido ao facto de terem sido utilizadas válvulas do tipo *On/Off*. Caso contrário quando a inclinação do chassis se encontrasse próxima do *setpoint* definido as válvulas comutariam de forma ininterrupta, o que iria conduzir a um comportamento anómalo.

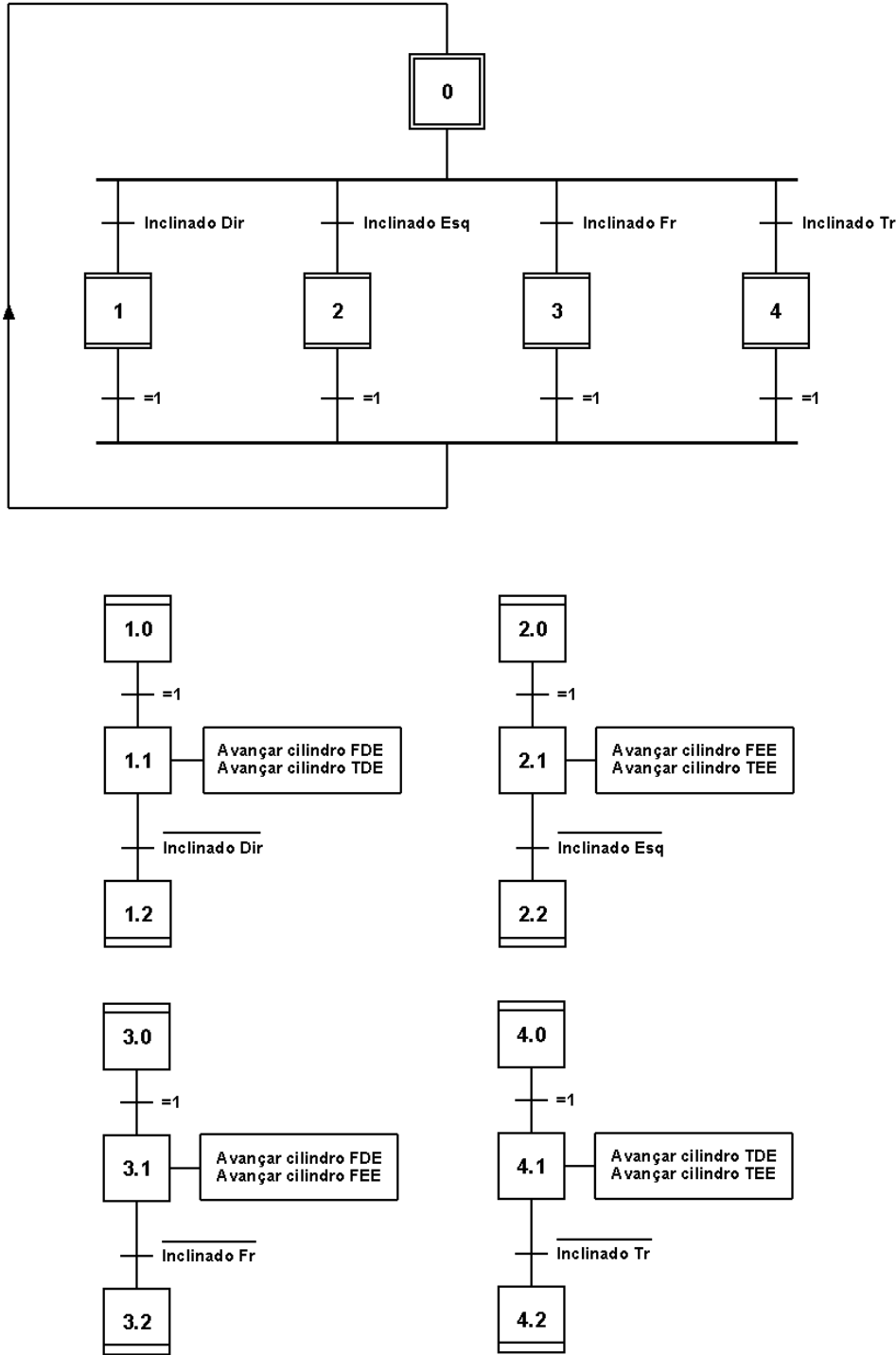
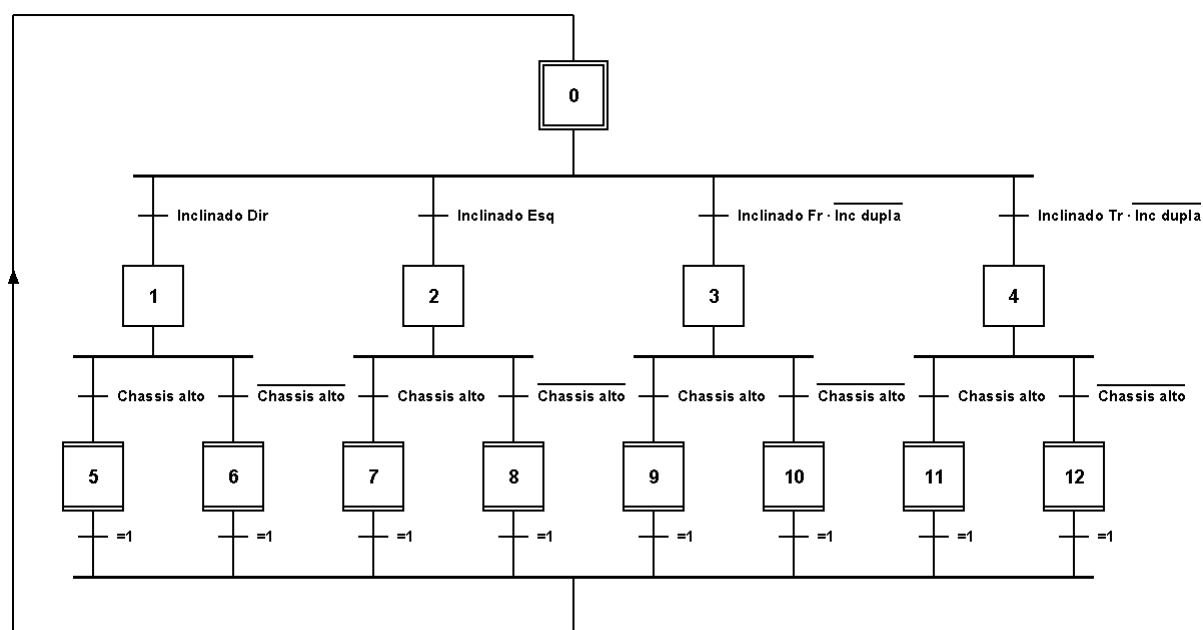


Fig. 4.8 – Grafcet de controlo da inclinação (1ª versão)

Após alguns testes verificou-se a necessidade de melhoria do programa anterior, visto que depois de alguns ajustes o protótipo atingia a sua altura máxima, o que obrigava a descer o chassis manualmente de modo a ser possível ajustar novamente a inclinação. Esta lacuna foi colmatada com a adição de uma nova variável, a “altura desejada”, baseando-se portanto esta segunda estratégia não só no inclinómetro, mas também no *feedback* proporcionado pelos transdutores de posição instalados nos cilindros das pernas. Nesta tentativa, quando o protótipo se encontrava acima da altura desejada o nivelamento do chassis era efectuado recorrendo-se ao “reco” dos actuadores, caso contrário recorria-se ao “avanço” dos actuadores.

Outro problema detectado durante os testes foi o facto de quando o chassis se encontrava inclinado duplamente, por exemplo para a direita e para a frente simultaneamente, o protótipo apresentar um comportamento anómalo. Para resolver este problema sentiu-se necessidade de definir prioridades, tendo-se optado por corrigir em primeiro lugar as inclinações laterais e só depois as transversais. Esta decisão deveu-se à instabilidade do protótipo perante inclinações laterais, existindo mesmo a possibilidade de ocorrência de quedas.

Na fig. 4.9 encontra-se representado o esquema que serviu de base à programação do autómato.



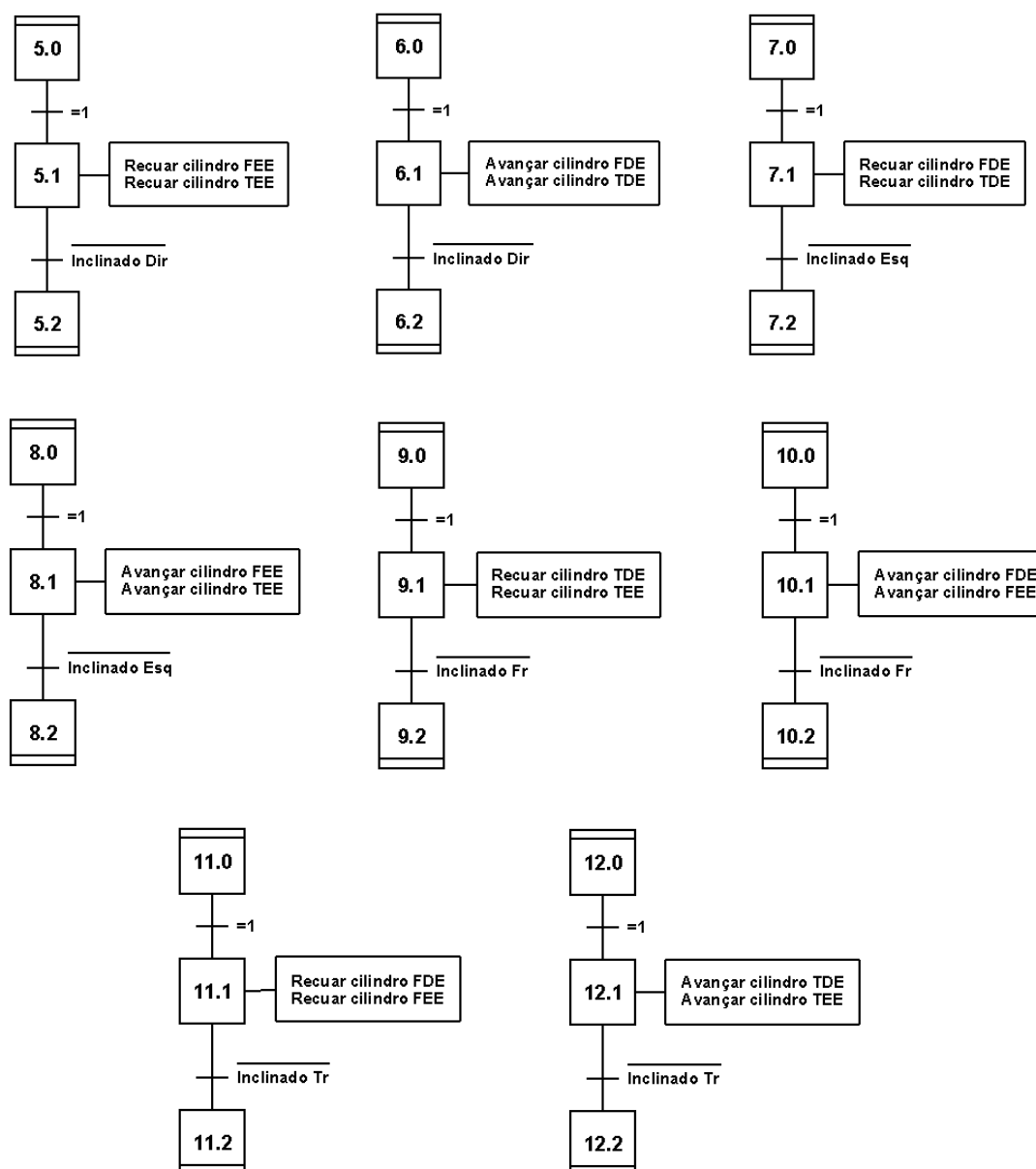
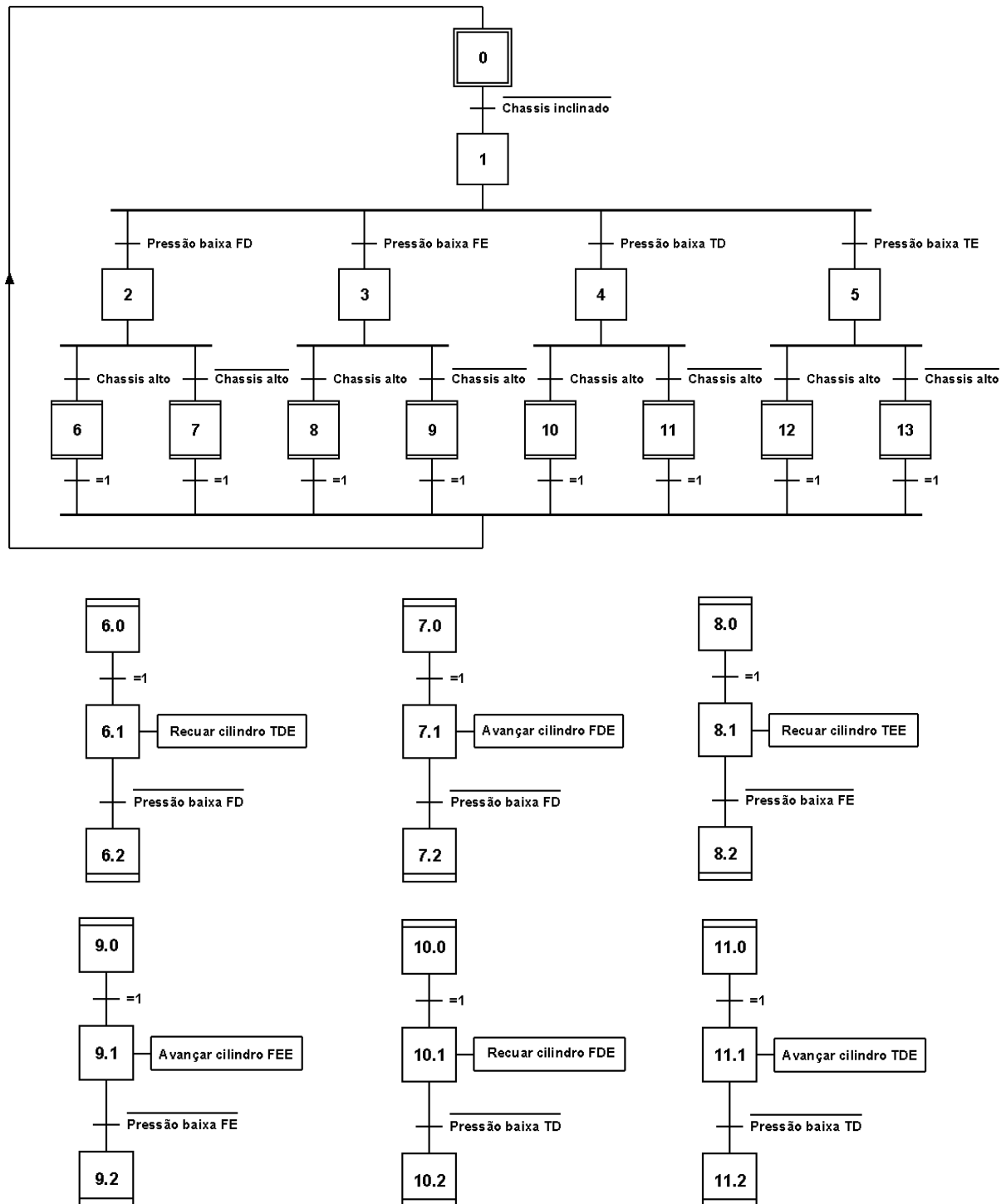


Fig. 4.9 – Grafset de controlo da inclinação (2ª versão)

Depois de implementado o programa descrito anteriormente, efectuaram-se novamente alguns testes de modo a verificar o seu funcionamento, sendo o resultado foi bastante satisfatório, embora não fosse possível efectuar correcções à inclinação do chassis com o protótipo em movimento. Para resolver este problema, optou-se por desligar momentaneamente o motor hidráulico de uma perna sempre que esta tivesse um dos seus cilindros activos. Ainda de referir que devido às trocas efectuadas no accionamento dos cilindros da articulação, sempre que se pretender actuar o cilindro da articulação de uma determinada perna, o motor a desligar será o que for accionado pelo bloco que alimenta esse mesmo cilindro.

Após programada uma estratégia de controlo de inclinação satisfatória, iniciou-se a implementação de um programa capaz de utilizar o *feedback* proporcionado pelos transdutores de pressão, resolvendo-se assim os problemas referidos na secção 2.3.

Optou-se por implementar um programa passível de operar em simultâneo com a estratégia de controlo da inclinação exposta anteriormente, tendo sido a sua programação baseada no esquema da fig. 4.10.



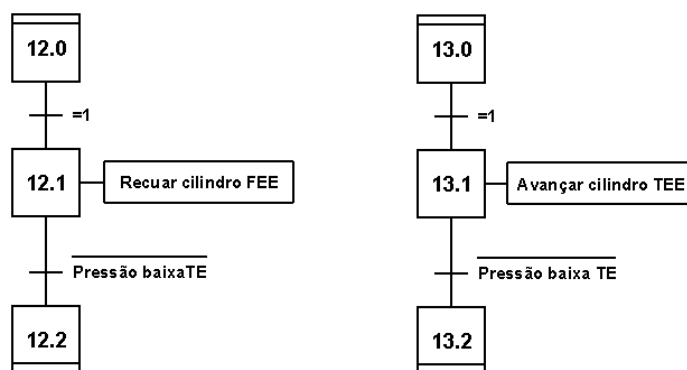


Fig. 4.10 – Grafcet de controlo de pressão

Tal como se pode observar, o ajuste das pressões só é efectuado quando o chassis não se encontra inclinado, evitando-se assim que este programa interfira com a estratégia de controlo da inclinação. Para além disso, a variável “Pressão baixa” de uma determinada perna só é activada quando a pressão se desvia excessivamente da pressão de referência, sendo portanto a margem de erro bastante dilatada. Esta decisão deveu-se ao facto de, após alguns testes com margens de erros mais apertadas, se ter verificado que o protótipo efectuava demasiados ajustes, a maior parte das vezes desnecessários, o que acabava por desequilibrar o chassis do protótipo.

Optou-se por definir uma pressão de referência independente para cada uma das pernas. Isto deveu-se ao facto de existir a possibilidade de se colocar em cima do protótipo uma carga deslocada do seu centro de massa, o que irá originar que umas pernas fiquem mais carregadas do que outras. Para ser possível obter pressões de referência adequadas, é necessário efectuar a tara sempre que o protótipo se encontrar parado e com o chassis nivelado. É só neste estado que se supõe ter alteração de carga.

À semelhança da estratégia de controlo da inclinação, esta também entra com a altura do chassis de modo a evitar que os ajustes sejam sempre efectuados com recurso ao avanço dos actuadores, o que iria conduzir a que após alguns movimentos se atingisse a altura máxima.

Depois de alguns testes verificou-se que esta estratégia para além de compensar as pressões baixas também compensava as pressões altas, dado que para que um actuador esteja abaixo da sua pressão de referência, é necessário que outro apresente uma pressão elevada. Isto deve-se ao facto do somatório das pressões se manter constante desde que a carga também permaneça constante.



Por razões de segurança decidiu-se limitar a inclinação lateral do protótipo, dado que para inclinações demasiado pronunciadas, este torna-se instável podendo mesmo tombar. Esta limitação baseou-se no esquema da fig. 4.11.

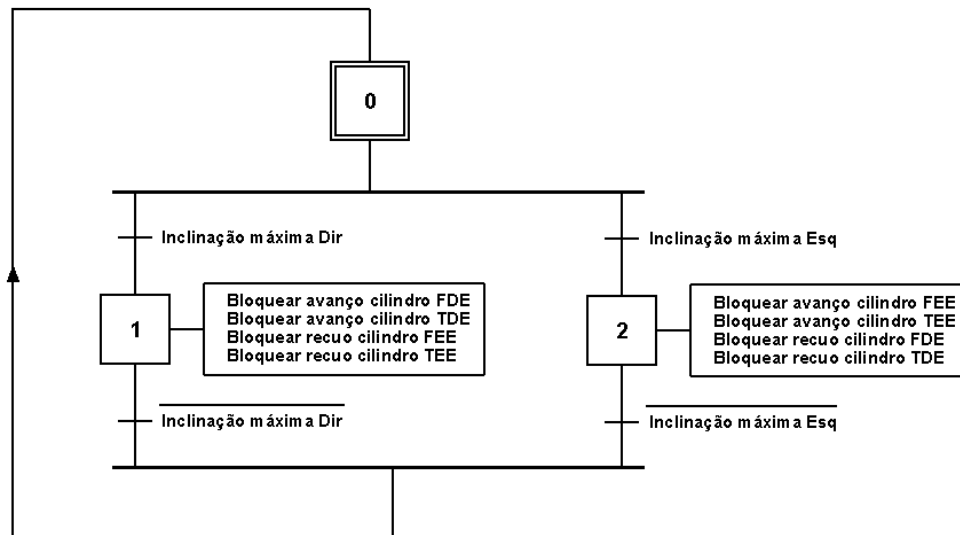


Fig. 4.11 – Limitação da inclinação lateral do chassi do protótipo (1ª versão)

Como se pode verificar, sempre que é atingida a inclinação máxima são bloqueados os movimentos dos actuadores que possam agravar a situação, sendo no entanto possível efectuar os movimentos que possibilitem que o protótipo volte a uma inclinação considerada segura.

Após alguns testes efectuados, entre eles a subida de rampas com apenas um dos lados do protótipo, verificou-se que existia a possibilidade deste ficar instável mesmo com a limitação anterior activa. Para minimizar este problema achou-se conveniente implementar outra limitação.

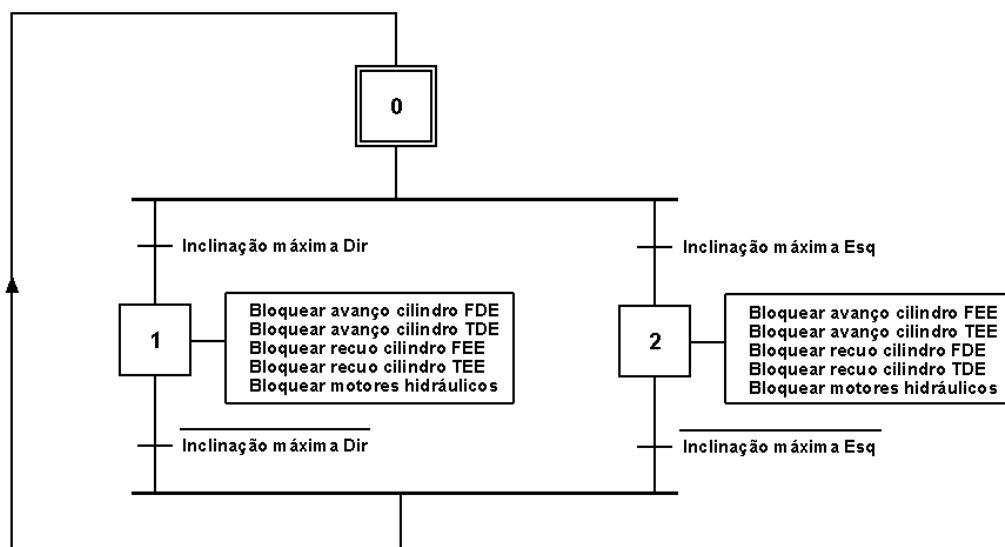


Fig. 4.12 – Limitação da inclinação lateral do chassi do protótipo (2ª versão)

Tal como se pode observar no esquema da fig. 4.12, nesta segunda versão quando é atingida a inclinação máxima para além se bloquear os cilindros da elevação, são também bloqueados os motores hidráulicos. Isto revelou-se bastante útil quando o protótipo se encontra em movimento, visto que sempre que é atingida a inclinação máxima a Mesa Hidráulica Móvel é imobilizada até que esta volte a estar em segurança, impedindo-se assim um agravamento da situação.

Finalmente, no sentido de poupar energia, decidiu-se desligar o motor eléctrico sempre que o protótipo não estivesse a efectuar qualquer movimento. Com a implementação deste pequeno detalhe, conseguiu-se um aumento significativo no tempo de duração das baterias responsáveis pelo accionamento do motor eléctrico.

Depois de terminada a implementação das várias funções descritas durante esta secção, deu-se por terminada a programação do autómato e iniciou-se a concepção da interface HMI. Esta encontra-se exposta na secção 4.3.

### 4.3 Software de Supervisão

Tal como foi referido anteriormente, optou-se pela utilização de um sistema SCADA para a concepção de uma interface HMI que possibilite que o comando remoto do protótipo se faça de uma forma simples e intuitiva. No CD anexo a este documento encontra-se disponível uma cópia da interface desenvolvida, assim como o manual do utilizador.

Antes de se iniciar o desenvolvimento desta interface foi necessário dedicar algum tempo à familiarização com o *Vijeo Citect*, dado que este foi o primeiro contacto com a programação de um sistema SCADA. Para tal, foram elaborados alguns programas de baixa complexidade baseados na consulta do manual fornecido pelo fabricante (Schneider Electric SA 2007).

Depois de dominados os conceitos básicos iniciou-se a concepção do software de supervisão da Mesa Hidráulica Móvel, começando-se por estabelecer a comunicação necessária entre o *Vijeo Citect* e o autómato programável. Para tal, recorreu-se ao protocolo de comunicação OPC<sup>7</sup>, sendo a sua configuração elaborada num software anexo ao *Vijeo Citect*, o *OFS Configuration Tool*.

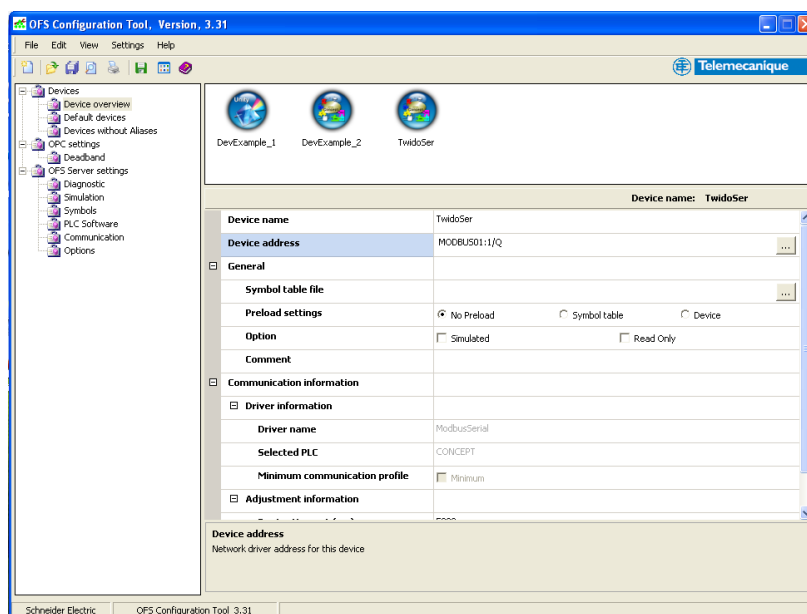


Fig. 4.13 – *OFS Configuration Tool*

<sup>7</sup>OPC é um protocolo de comunicação desenvolvido pela *OPC Foundation*, este é bastante utilizado em redes industriais dado que permite estabelecer comunicação entre equipamentos de fabricantes diferentes sem ser necessário utilizar drivers específicos.

Para efectuar a configuração da ligação foi necessário criar um novo servidor OPC (*device*), neste caso o *TwidoSer* e, finalmente, configurou-se o parâmetro *Device address* tal como se pode observar na fig. 4.14.

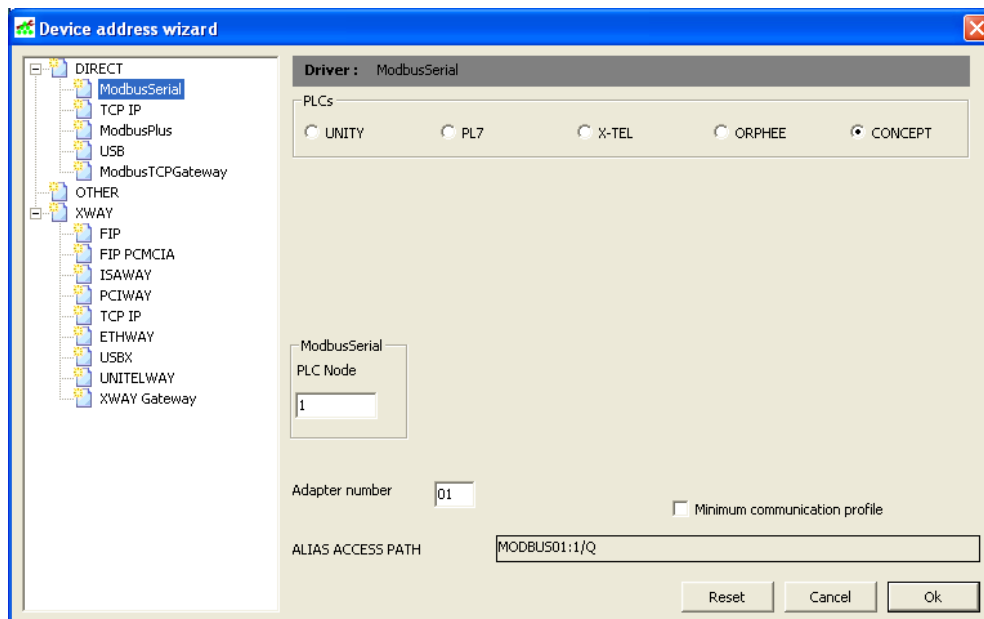


Fig. 4.14 – Configuração do protocolo de comunicação OPC

Para verificar o funcionamento da comunicação utilizou-se o *OFS Testing Client*, visto que esta ferramenta permite verificar se o computador consegue ler e escrever nas memórias do autómato.

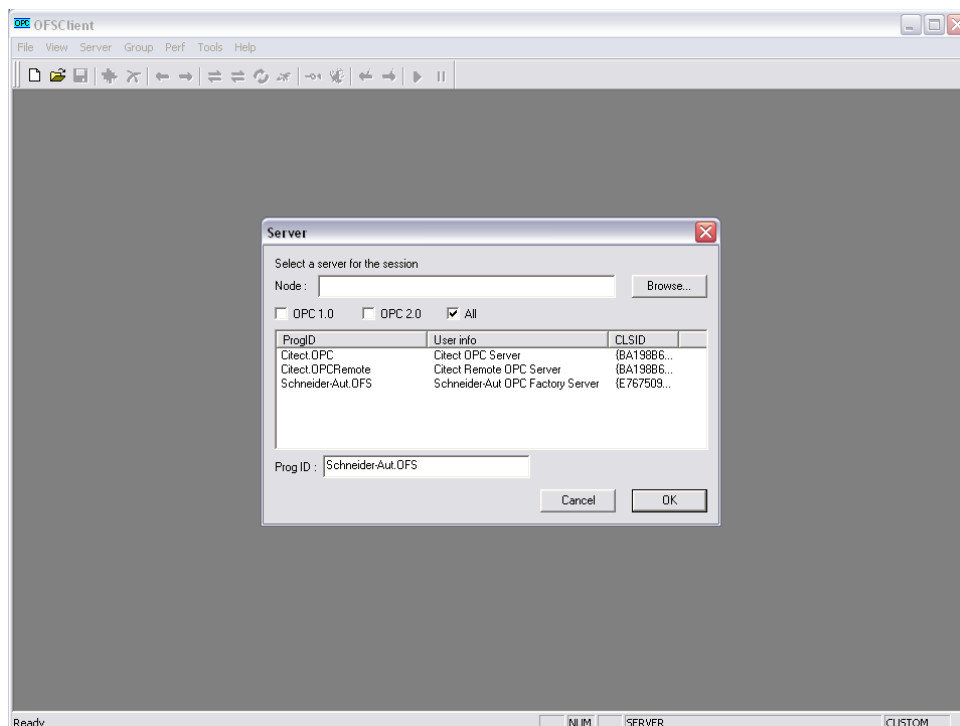


Fig. 4.15 – *OFS Testing Client*

Ao seleccionar o servidor OPC (fig. 4.15), o *OPC Factory Server* é activado e começa a procurar as ligações definidas anteriormente. Para se testar uma memória em particular é necessário definir um grupo de variáveis, tal como se pode observar na fig. 4.16.

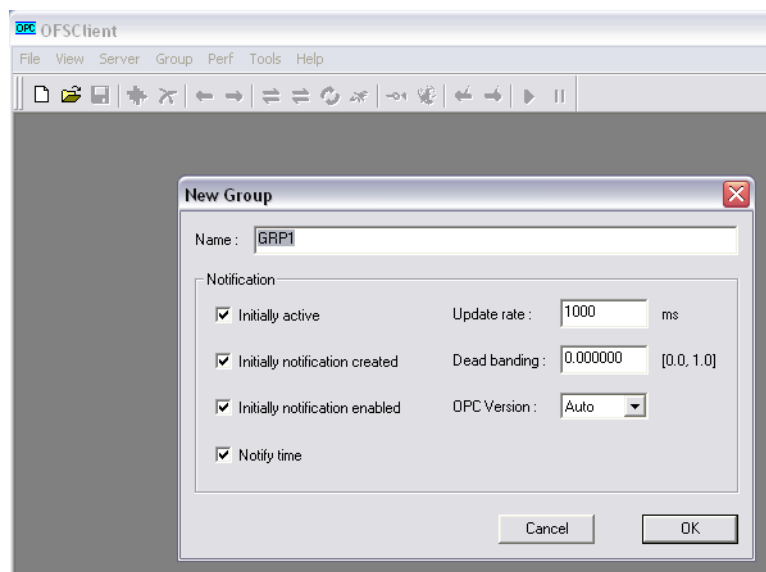


Fig. 4.16 – Definição de um grupo de variáveis no *OFS Testing Client*

Após estar definido um grupo de variáveis é apenas necessário escolher qual das memórias se pretende testar, bastando para isso criar um novo item conforme exemplificado na fig. 4.17.

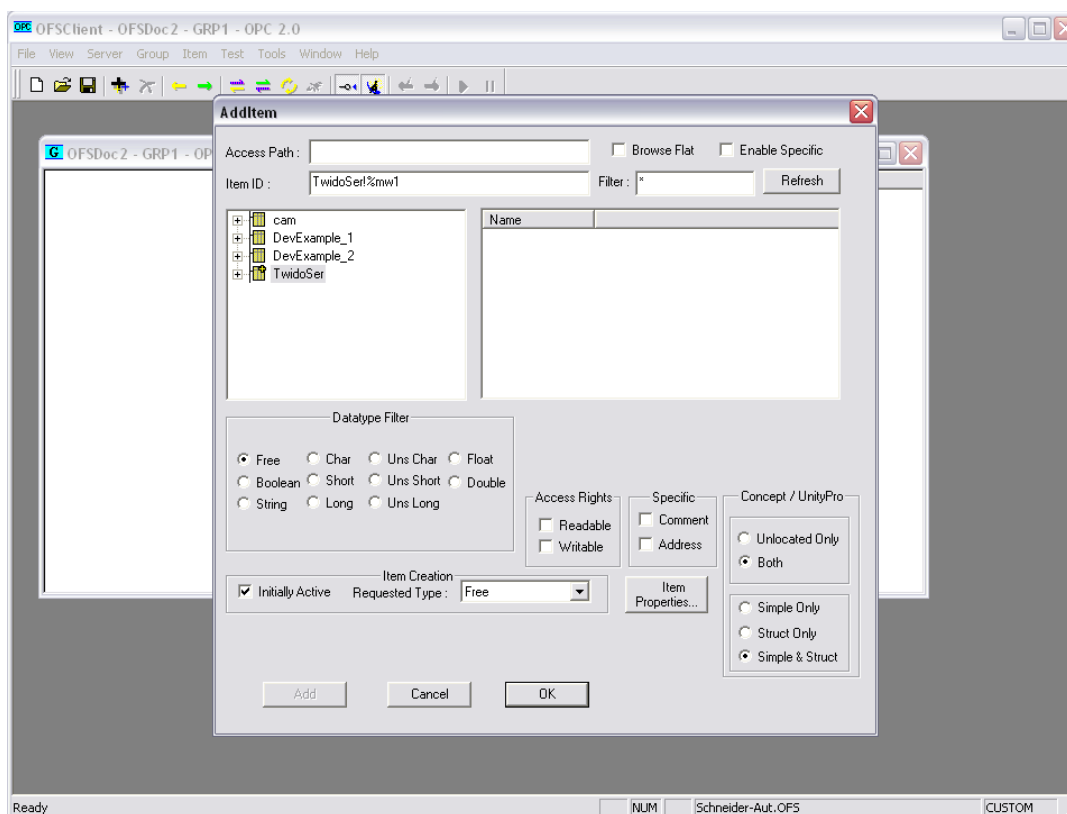


Fig. 4.17 – Definição da variável a testar no *OFS Testing Client*

Depois de definida a variável a testar, neste caso a memória %MW1<sup>8</sup>, é possível verificar se esta se encontra acessível, quais as permissões de acesso, qual o seu valor actual, qualidade do sinal, entre outros parâmetros.

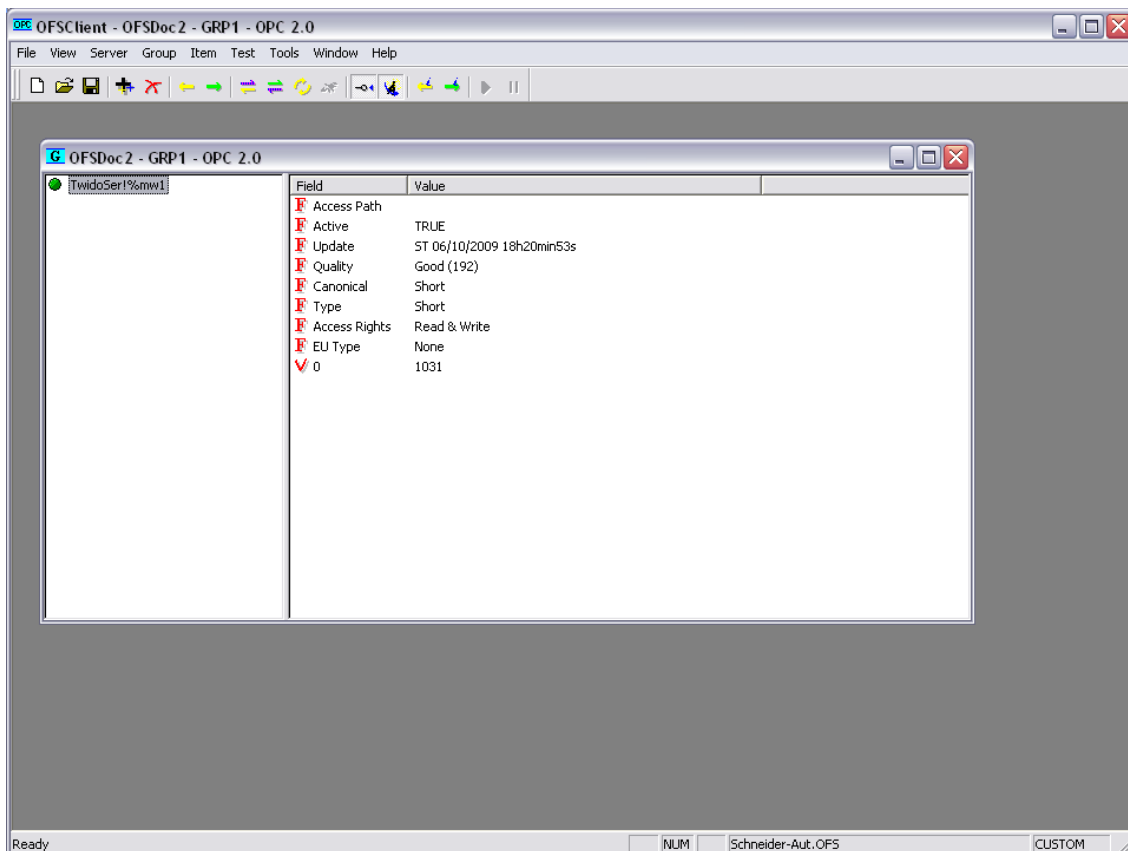


Fig. 4.18 – Resultado do teste efectuado à variável %MW1

Como se pode verificar na fig. 4.18 foi possível aceder remotamente à memória do autómato, estando por isso concluída a configuração do protocolo de comunicação OPC.

---

<sup>8</sup> Depois de alguns testes verificou-se que quando se define a variável %MW1, na realidade está-se a aceder à memória %MW0 do autómato. Esta afirmação também é válida para o *Vijeo Citect*, pelo que sempre que se pretenda aceder a uma variável remotamente, este *offset* no número das variáveis deve ser tido em conta.

Após estar finalizada a configuração do protocolo de comunicação OPC, antes de se começar a utilizar o *Vijeo Citect* foi necessário efectuar algumas configurações iniciais, tal como se pode observar na fig. 4.19.

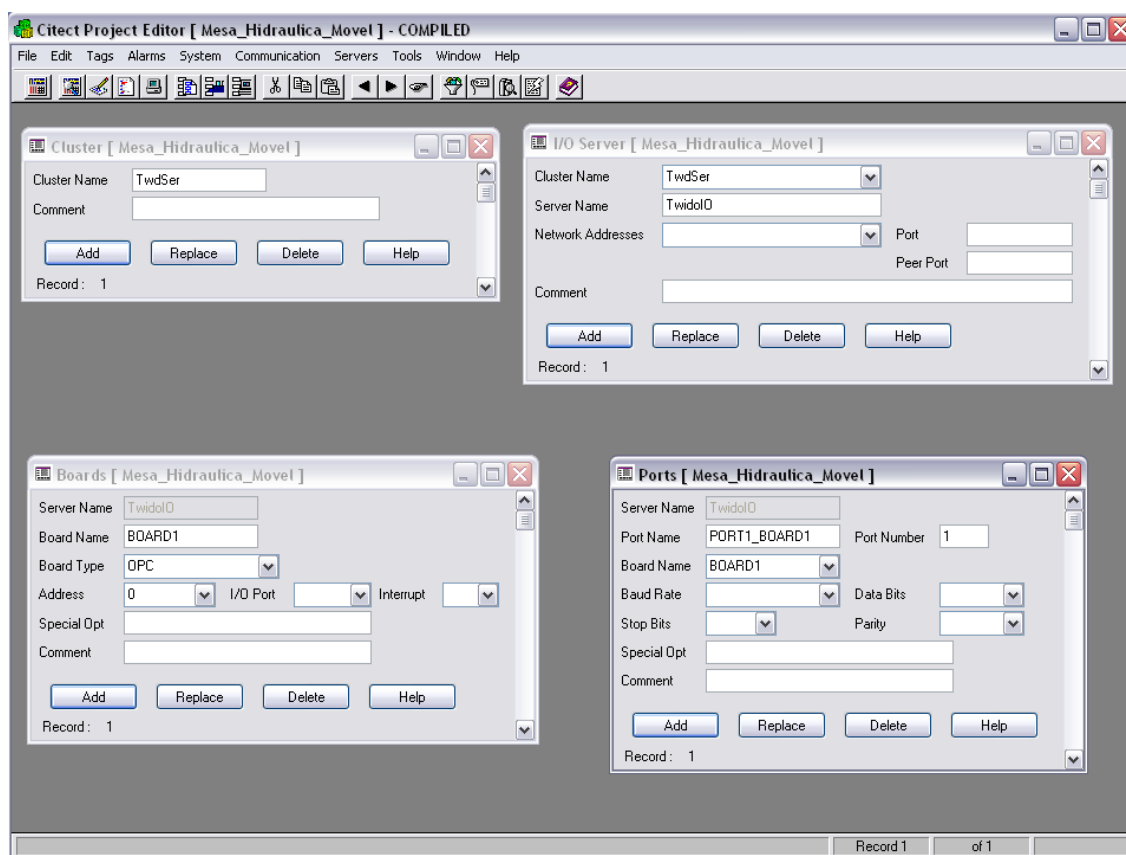


Fig. 4.19 – Configurações iniciais do *Vijeo Citect*

Depois de definidos os parâmetros da fig. 4.19, é ainda necessário configurar o dispositivo de entradas e saídas para finalizar a configuração inicial do *Vijeo Citect*.

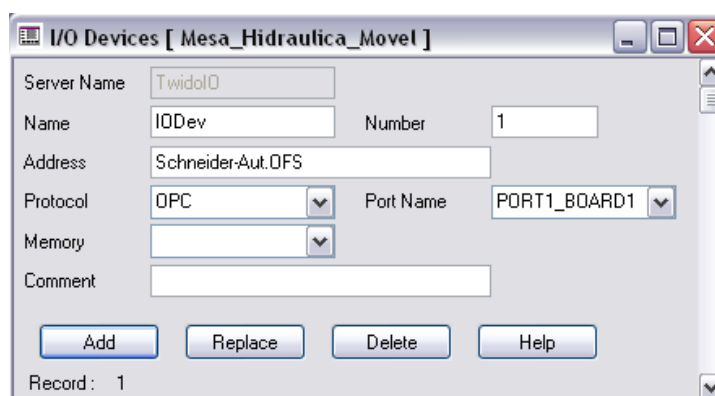


Fig. 4.20 – Configuração do dispositivo I/O no *Vijeo Citect*

Finalizada a configuração inicial do sistema SCADA iniciou-se a concepção da interface gráfica do *Vijeo Citect*. Com o objectivo de facilitar o comando remoto do protótipo, esta interface encontra-se dividida em três modos de funcionamento:

- Modo automático
- Modo manual
- Modo de Calibração

Quando o protótipo se encontra em modo automático o controlo de inclinação encontra-se activo, pelo que os ajustes da inclinação e da altura do chassis são efectuados automaticamente. Na fig. 4.21 apresenta-se a interface gráfica desenvolvida para este modo de funcionamento.

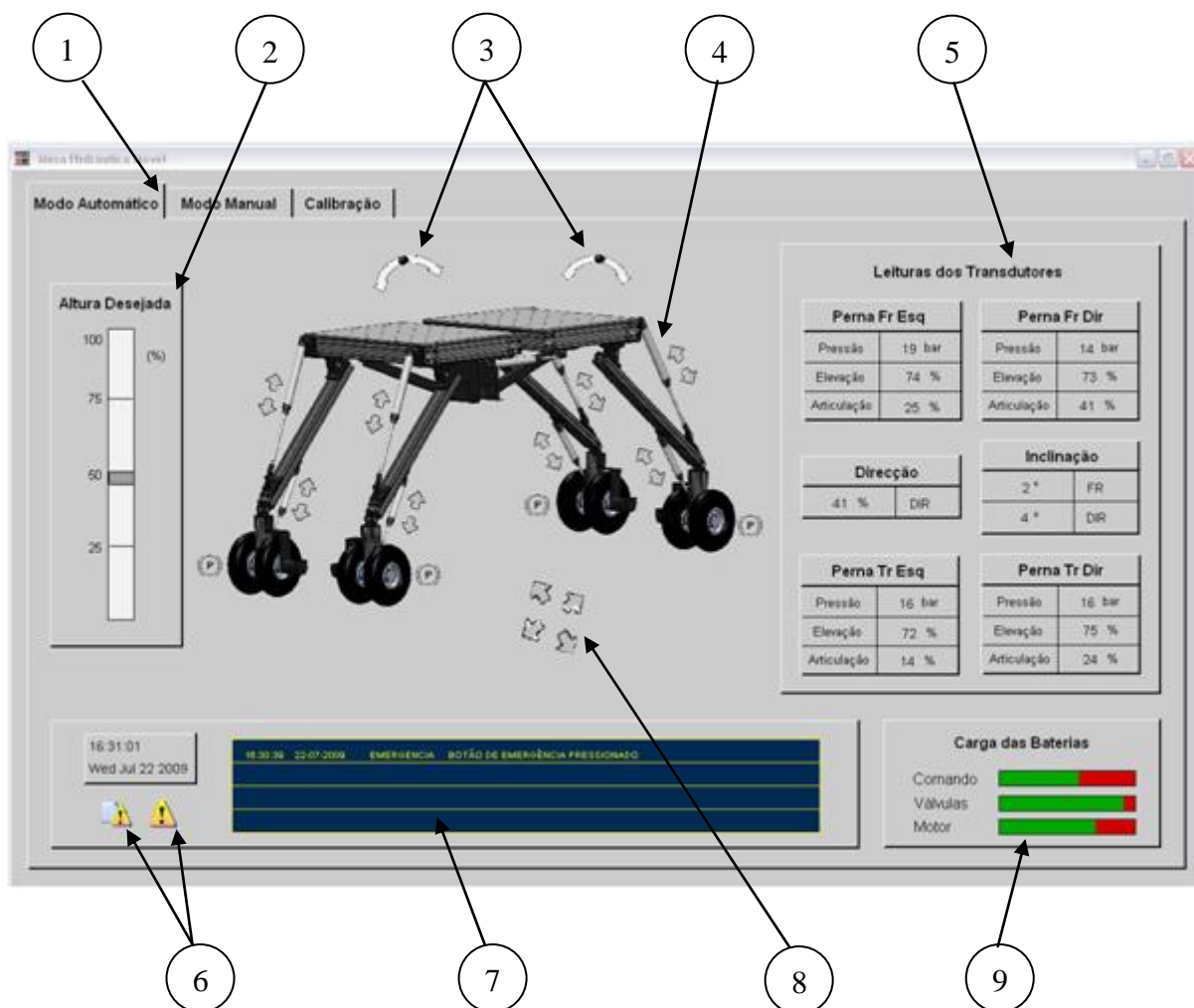


Fig. 4.21 – Interface gráfica do sistema SCADA - Modo Automático



**Tabela 4.1 – Funções implementadas no modo automático do *software* de supervisão**

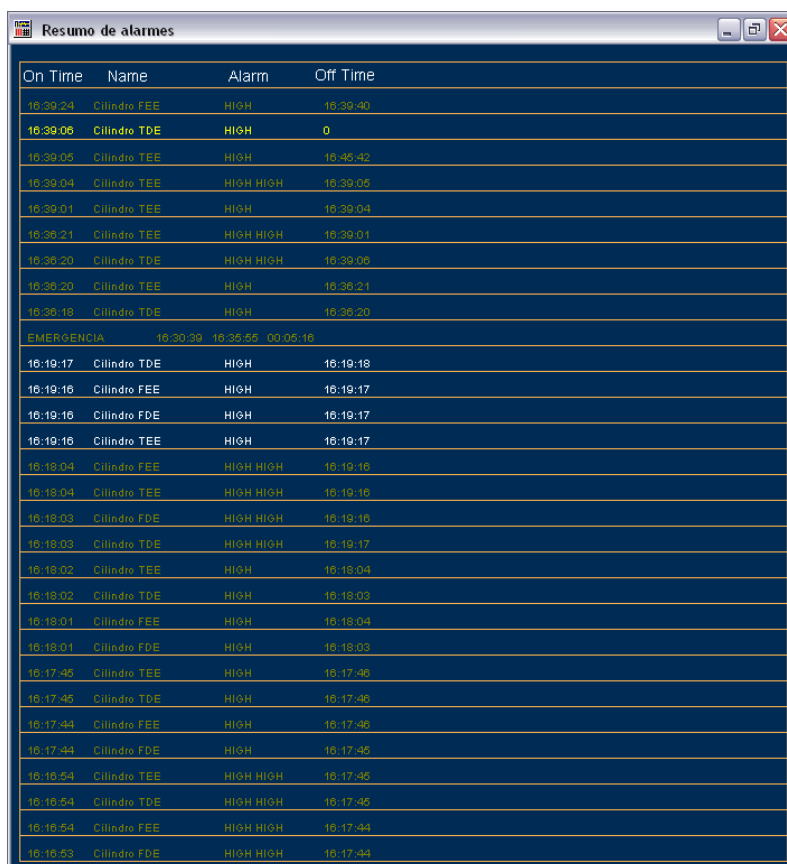
Nº	Descrição
1	Escolha do modo de funcionamento
2	Definição da altura desejada
3	Definição da inclinação desejada
4	Controlo manual dos actuadores
5	Leituras dos transdutores
6	Controlo de alarmes
7	Alarmes activos
8	Controlo dos motores e da direcção
9	Carga das baterias

Tal como se pode observar na fig. 4.21 e na tabela 4.1, neste modo de funcionamento é possível definir a altura e a inclinação desejada para o chassis, adaptando-se o protótipo automaticamente de modo a convergir para as referências definidas pelo utilizador. O deslocamento e controlo da direcção são feitos recorrendo-se aos comandos apresentados no item 8, para além disso é também possível deslocar manualmente cada um dos actuadores, assim como travar e destravar os motores (item 4).

Nesta janela são também apresentadas as posições dos vários actuadores, assim como a pressão a que cada uma das pernas está sujeita (item 5). No item 9 é apresentada a carga das baterias, possibilitando assim que o utilizador tenha uma ideia de qual o tempo restante para operar o veículo antes da próxima carga.

São também apresentados os vários alarmes activos no momento (item 7), podendo o utilizador efectuar o seu reconhecimento ou consultar o resumo de alarmes (fig. 4.22) através dos comandos referidos no item 6 da tabela 4.1.

Para finalizar, o utilizador pode a qualquer momento mudar de modo de funcionamento recorrendo às *tabs* existentes na parte superior esquerda da janela (item 1). No entanto, sempre que se alterar o modo de funcionamento, o protótipo imobiliza-se.



On Time	Name	Alarm	Off Time
16:39:24	Cilindro FEE	HIGH	16:39:40
16:39:06	Cilindro TDE	HIGH	0
16:39:05	Cilindro TEE	HIGH	16:45:42
16:39:04	Cilindro TEE	HIGH HIGH	16:39:05
16:39:01	Cilindro TEE	HIGH	16:39:04
16:36:21	Cilindro TEE	HIGH HIGH	16:39:01
16:36:20	Cilindro TDE	HIGH HIGH	16:39:06
16:36:20	Cilindro TEE	HIGH	16:36:21
16:36:18	Cilindro TDE	HIGH	16:36:20
EMERGENCIA 16:30:39 16:35:55 00:05:16			
16:19:17	Cilindro TDE	HIGH	16:19:18
16:19:16	Cilindro FEE	HIGH	16:19:17
16:19:16	Cilindro FDE	HIGH	16:19:17
16:19:16	Cilindro TEE	HIGH	16:19:17
16:18:04	Cilindro FEE	HIGH HIGH	16:19:16
16:18:04	Cilindro TEE	HIGH HIGH	16:19:16
16:18:03	Cilindro FDE	HIGH HIGH	16:19:16
16:18:03	Cilindro TDE	HIGH HIGH	16:19:17
16:18:02	Cilindro TEE	HIGH	16:18:04
16:18:02	Cilindro TDE	HIGH	16:18:03
16:18:01	Cilindro FEE	HIGH	16:18:04
16:18:01	Cilindro FDE	HIGH	16:18:03
16:17:46	Cilindro TEE	HIGH	16:17:46
16:17:46	Cilindro TDE	HIGH	16:17:46
16:17:44	Cilindro FEE	HIGH	16:17:46
16:17:44	Cilindro FDE	HIGH	16:17:46
16:16:54	Cilindro TEE	HIGH HIGH	16:17:46
16:16:54	Cilindro TDE	HIGH HIGH	16:17:46
16:16:54	Cilindro FEE	HIGH HIGH	16:17:44
16:16:53	Cilindro FDE	HIGH HIGH	16:17:44

Fig. 4.22 – Interface gráfica do sistema SCADA - Resumo de Alarmes

Na fig. 4.22 encontra-se a interface gráfica desenvolvida para apresentar o resumo dos vários alarmes que foram accionados durante a utilização da Mesa Hidráulica Móvel. Através do código de cores utilizado é também possível perceber se um determinado alarme se encontra activo no momento ou, caso já não esteja activo, se foi ou não reconhecido pelo utilizador.

Tabela 4.2 – Código de cores utilizado no resumo de alarmes

Cor	Designação
Amarelo vivo	Alarme activo
Branco	Alarme reconhecido
Amarelo esbatido	Alarme não reconhecido

Quando o protótipo se encontra em modo manual, o controlo de inclinação é desligado, sendo portanto este modo de funcionamento ideal para efectuar um comando manual dos vários actuadores do protótipo, assim como para deslocar o protótipo rapidamente sem que seja efectuado o controlo de inclinação do protótipo.

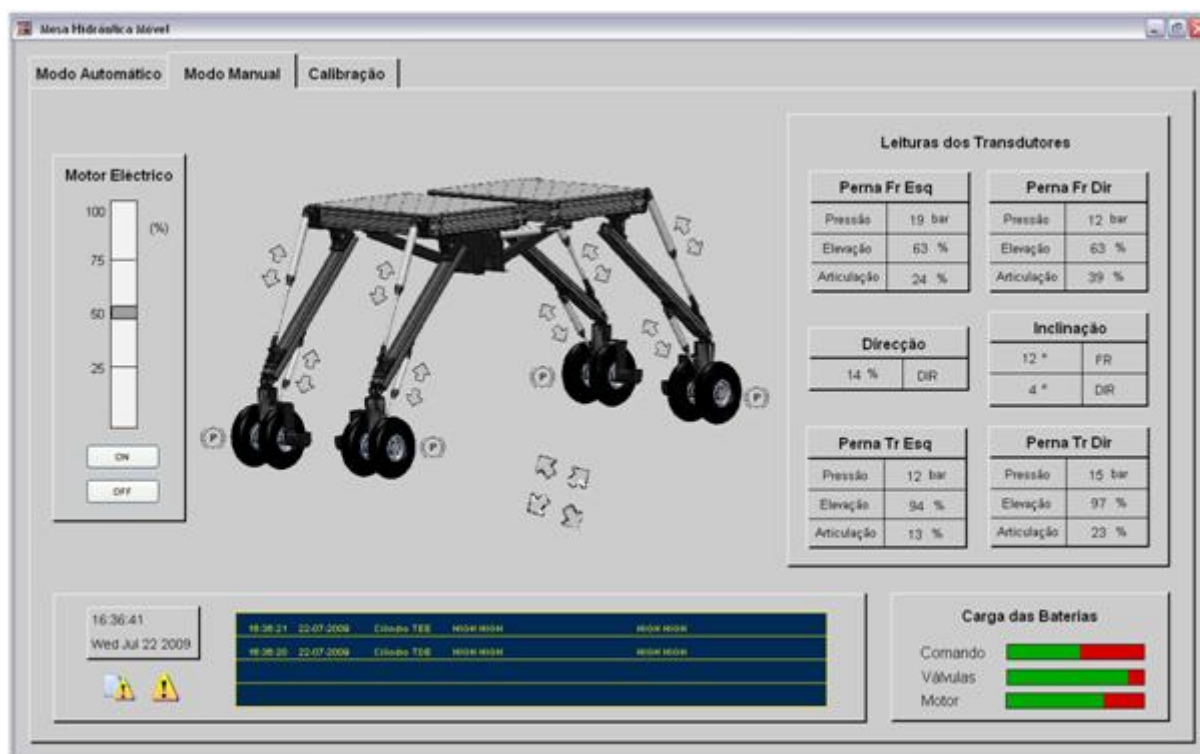


Fig. 4.23 – Interface gráfica do sistema SCADA - Modo Manual

Tal como se pode observar na fig. 4.23, o aspecto gráfico desta interface é muito semelhante à desenvolvida para o modo automático, tendo apenas sido removidas as referências de altura e inclinação. Para além disso foram acrescentados os comandos necessários ao controlo do motor, possibilitando assim ao utilizador controlar a velocidade de rotação e, para além disso, ligá-lo e desligá-lo conforme for mais conveniente.

Finalmente, na fig. 4.24 é apresentada a interface gráfica desenvolvida para calibração dos transdutores. Esta deve ser efectuada antes de se começar a utilizar a Mesa Hidráulica Móvel, caso contrário, as referências por eles proporcionadas não serão as mais exactas, o que certamente influenciará negativamente o desempenho do protótipo.

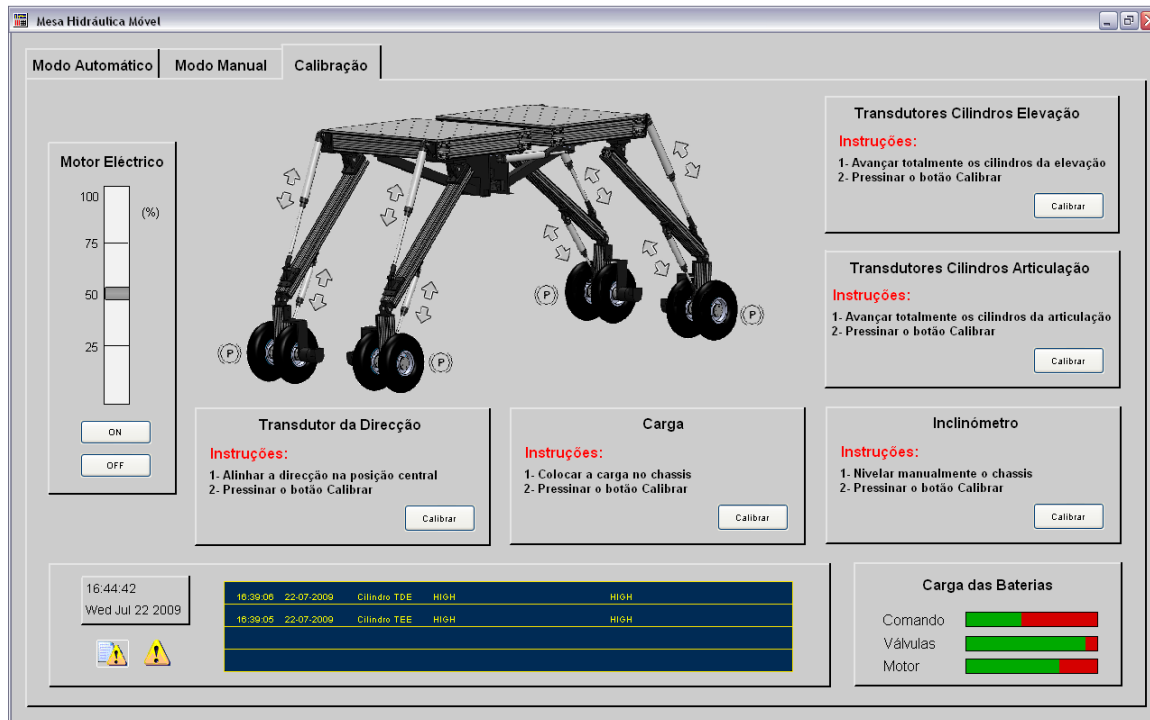


Fig. 4.24 – Interface gráfica do sistema SCADA – Modo de Calibração

Para se efectuar a calibração dos transdutores de posição dos cilindros da elevação e da articulação, em primeiro lugar é necessário levar os actuadores até uma posição de referência. Neste caso, é até à sua posição mais avançada, e em seguida pressionar o botão “Calibrar”. Ainda de referir que estas calibrações são efectuadas de forma independente, dado que existem dois botões, um para os actuadores da elevação e outro para os actuadores da articulação.

A calibração do inclinómetro ao contrário das referidas anteriormente é feita de forma manual, dado que não existe nenhuma referência física. Pelo que é necessário nivelar manualmente o chassis do protótipo e em seguida pressionar o botão “Calibrar” respectivo.

Para calibrar o transdutor da direcção, é necessário alinhar manualmente a direcção e, em seguida, pressionar o botão “Calibrar” respectivo.

Finalmente, é também necessário efectuar a tara da carga a transportar, conseguindo-se assim obter uma pressão de referência para cada uma das pernas. Para efectuar esta calibração apenas é necessário colocar a carga a transportar no chassis do protótipo e em seguida pressionar o botão “Calibrar”. No entanto, apesar de esta calibração poder ser efectuada manualmente, esta é também realizada de forma automática sempre que o protótipo se encontre imobilizado e com o chassis nivelado.

Depois de finalizado o desenvolvimento da interface gráfica, iniciou-se a programação das várias funções referidas anteriormente. Em primeiro lugar foi necessário definir as variáveis do autómato que o *Vijeo Citect* irá utilizar, tal como se pode observar nas figuras 4.25 e 4.26.

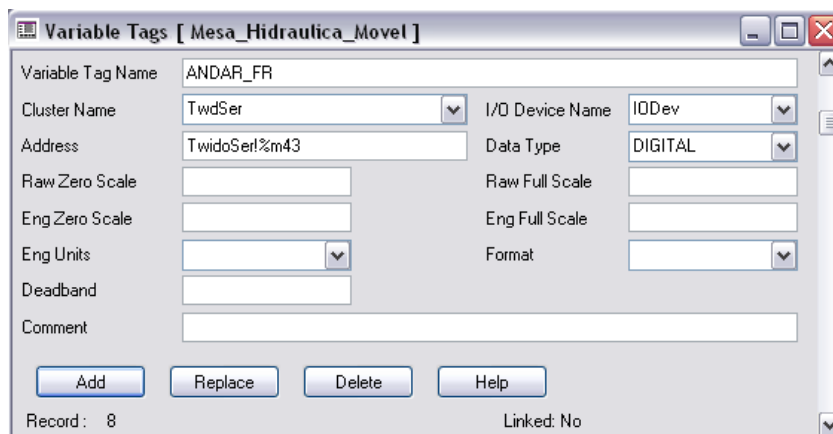


Fig. 4.25 – Definição de uma variável digital no *Vijeo Citect*

Para definir uma variável digital, para além de se preencher o campo *Variable Tag Name* com o nome escolhido para a variável, é também necessário completar os campos *Cluster Name* e *I/O Device Name*, escolhendo-se os dispositivos definidos durante a configuração inicial do *Vijeo Citect*. Finalmente, define-se o endereço da variável do autómato a utilizar e declara-se a variável como digital.

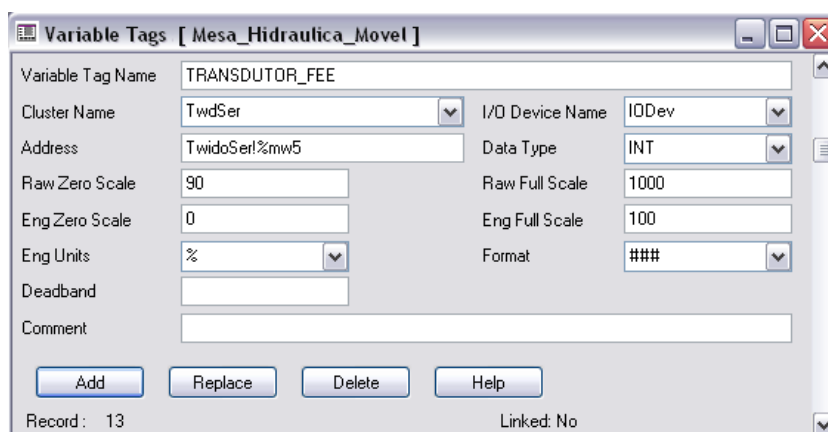


Fig. 4.26 – Definição de uma variável analógica no *Vijeo Citect*

A configuração de uma variável analógica é muito semelhante, embora neste caso em vez de se declarar a variável como digital, declara-se como um inteiro.

Tal como se pode observar na fig. 4.26, durante a configuração das variáveis analógicas é também possível configurar duas gamas de valores, uma na escala utilizada pelo autómato e outra numa escala em unidades de engenharia. Com esta funcionalidade é possível

apresentar o valor de uma determinada variável em unidades SI, sendo a interpolação necessária efectuada automaticamente pelo *Vijeo Citect*.

Após estarem definidas todas as variáveis a utilizar, iniciou-se a configuração das diferentes funcionalidades descritas durante a exposição da interface gráfica. Em primeiro lugar, foram configuradas as *tabs* que permitem navegar pelas várias janelas desenvolvidas anteriormente.

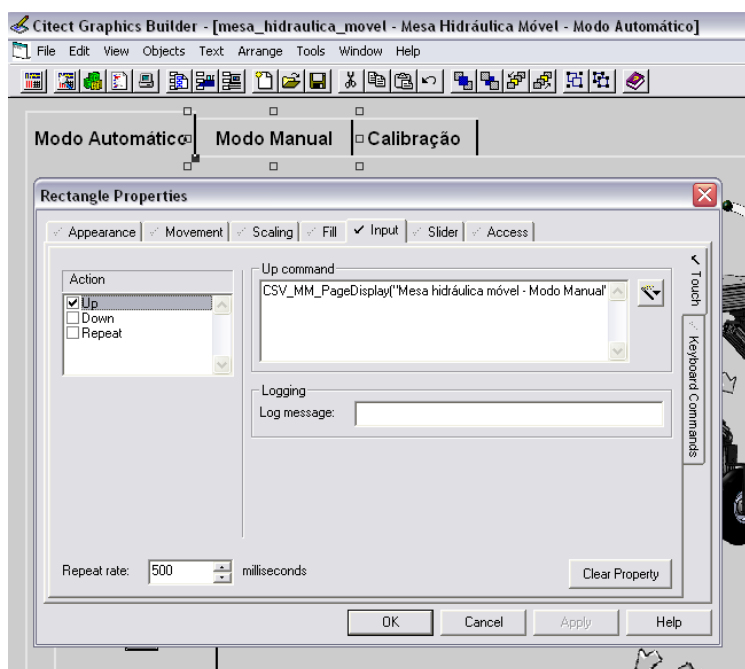


Fig. 4.27 – Configuração das *tabs* no *Vijeo Citect*

Para programar as *tabs* foi utilizado o *Cicode*<sup>9</sup>, mais concretamente a função *CSV\_MM\_PageDisplay*. Ao clicar com o rato numa *tab* esta função é activada, o que se traduz numa mudança para a janela pretendida. Para utilizar esta função, para além de se definir qual a página a carregar, é também necessário definir o seu posicionamento, neste caso optou-se pela posição (0,0) de modo que a nova janela apareça na mesma posição que a anterior.

Na fig. 4.27 apenas se encontra representada a configuração de uma das *tabs*, tendo sido este processo repetido para as restantes.

<sup>9</sup> *Cicode* é a linguagem de programação desenvolvida pela *Citect* para programar do *Vijeo Citect*, em alternativa poderá também ser utilizado o *Visual Basic for Applications*.

Depois de definida a navegação entre as diversas janelas, foram programados os vários comandos concebidos para o controlo dos diversos actuadores, tal como se pode observar nas figuras 4.28 e 4.29.

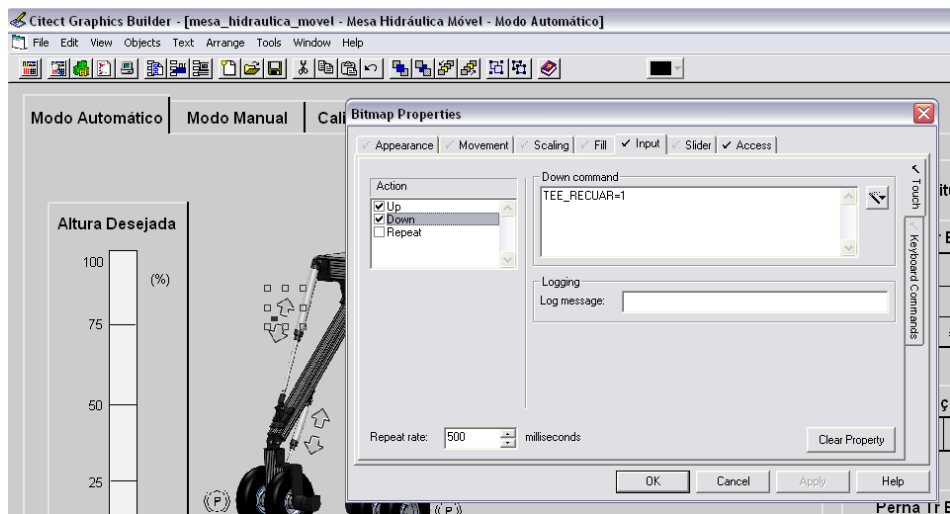


Fig. 4.28 – Configuração dos comandos dos actuadores no *Vijeo Citect - Set*

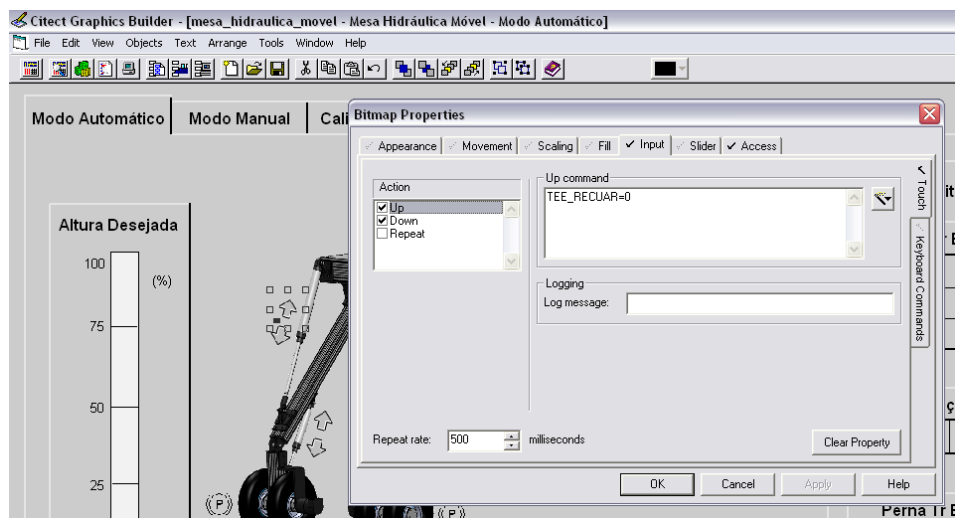


Fig. 4.29 – Configuração dos comandos dos actuadores no *Vijeo Citect - Reset*

Para a programação destes botões foi necessário utilizar dois comandos, um para efectuar o *set* da variável e outro para o *reset*. Quando se pressiona o rato em cima de um determinado comando a variável a ele associada assume o valor “1”, quando se deixa de pressionar a variável passa ao estado “0”.

Nas figuras 4.28 e 4.29 apenas se encontra representada a programação de um dos comandos, tendo sido repetida esta operação para todos os outros comandos que envolvessem variáveis digitais.

Para o comando das variáveis analógicas foram implementados *sliders* devido à sua fácil utilização e bom aspecto em termos gráficos. No caso da altura desejada e da velocidade de rotação do motor eléctrico, optou-se pela utilização de *sliders* verticais.

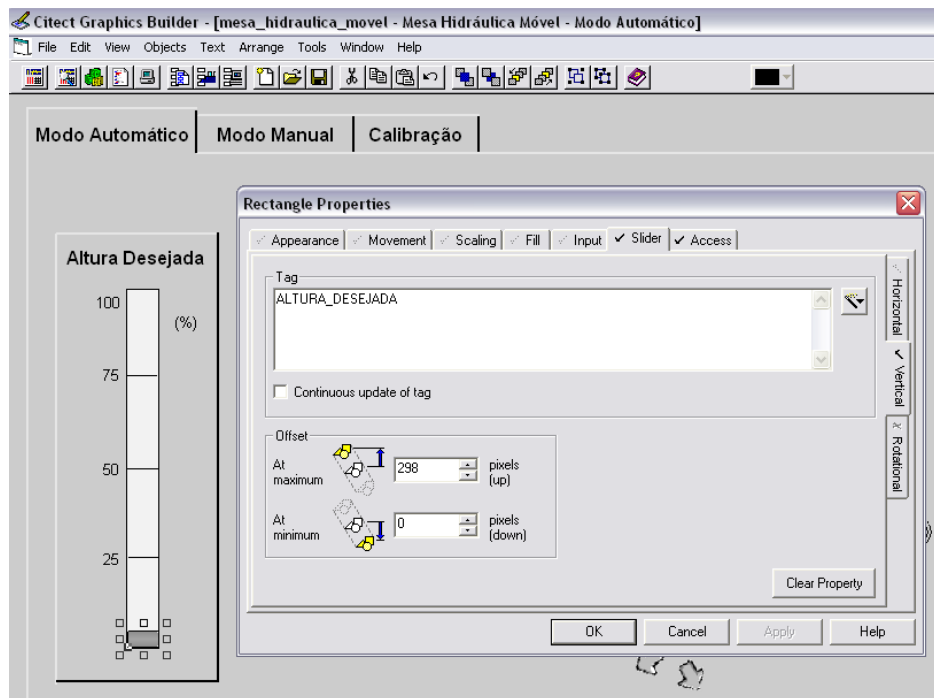


Fig. 4.30 – Configuração de um *slider* vertical no *Vijeo Citect*

Tal como se pode verificar na fig. 4.30, para além de se definir qual a variável analógica a controlar, é também necessário definir a posição máxima e mínima do *slider*. Quando a variável tiver o seu valor máximo, definido durante a configuração da mesma, o *slider* ocupará a posição máxima definida, quando o valor for o mínimo este ocupará a posição mínima. No caso de um valor intermédio, o *Vijeo Citect* efectua automaticamente uma interpolação de modo ao *slider* se colocar na posição devida.

Para as referências de inclinação foram utilizados *sliders* de rotação, sendo a sua configuração bastante semelhante à descrita anteriormente, embora neste caso em vez de uma posição máxima e mínima se defina um ângulo máximo e mínimo e, para além disso, um centro de rotação.



Depois da configuração dos comandos descrita anteriormente, definiu-se a apresentação das leituras dos transdutores. Para tal foram inseridas diversas caixas de texto e, em seguida, foi utilizada a função *Display Value*.

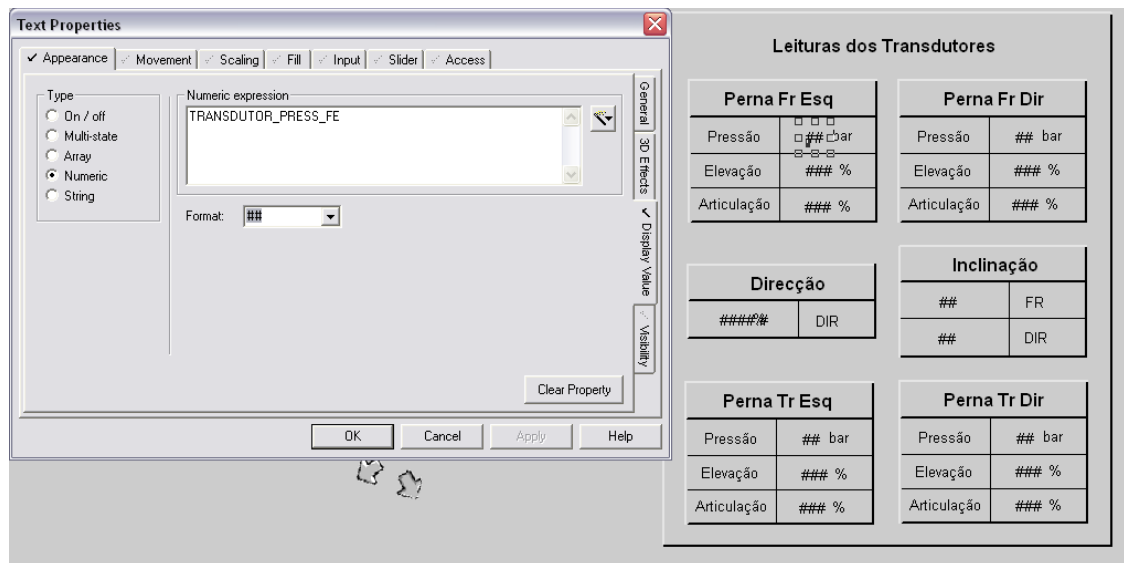


Fig. 4.31 – Apresentação das leituras dos transdutores no *Vijeo Citect*

A configuração da caixa de texto foi bastante simples, sendo apenas necessário definir qual a variável a apresentar, defini-la como um valor numérico e, finalmente, escolher o número de algarismos a apresentar.

Dado que o autómato fornecia um sinal variável de 0 a 1023 em função da posição do transdutor da direcção (*transdutor\_direcção*), sentiu-se a necessidade de desenvolver uma rotina no *Cicode* responsável por transformar este sinal numa variável (*leitura\_dir*) que assuma o valor 0% quando a direcção se encontra na posição central e o valor 100% quando esta se encontra na posição máxima de viragem, quer à esquerda, quer à direita. Para além desta variável analógica, foi também criada uma variável digital (*virado\_esq*) de modo a ser possível verificar se o protótipo se encontra virado à esquerda ou à direita.

```
// Apresentação da leitura do transdutor da direcção

INT leitura_dir_aux;
INT leitura_dir_aux1;

IF TRANSDUTOR_DIRECÇÃO < 511 THEN
    leitura_dir_aux1 = TRANSDUTOR_DIRECÇÃO - 511
    leitura_dir_aux = Abs(leitura_dir_aux1)
    virado_esq = 0
ELSE
    leitura_dir_aux = TRANSDUTOR_DIRECÇÃO - 511
    virado_esq = 1
END

leitura_dir = leitura_dir_aux / 5.11
```

Foram também desenvolvidas outras duas rotinas bastante semelhantes à anterior de modo a ser possível apresentar os valores da inclinação do chassis. A apresentação destes valores é bastante similar à do transdutor da direcção, embora neste caso em vez de estes virem expressos sobre a forma de uma percentagem, se tenha optado por apresenta-los em graus.

Ao contrário das leituras dos transdutores que eram apresentadas numericamente, a informação da carga das baterias é apresentada através de barras.

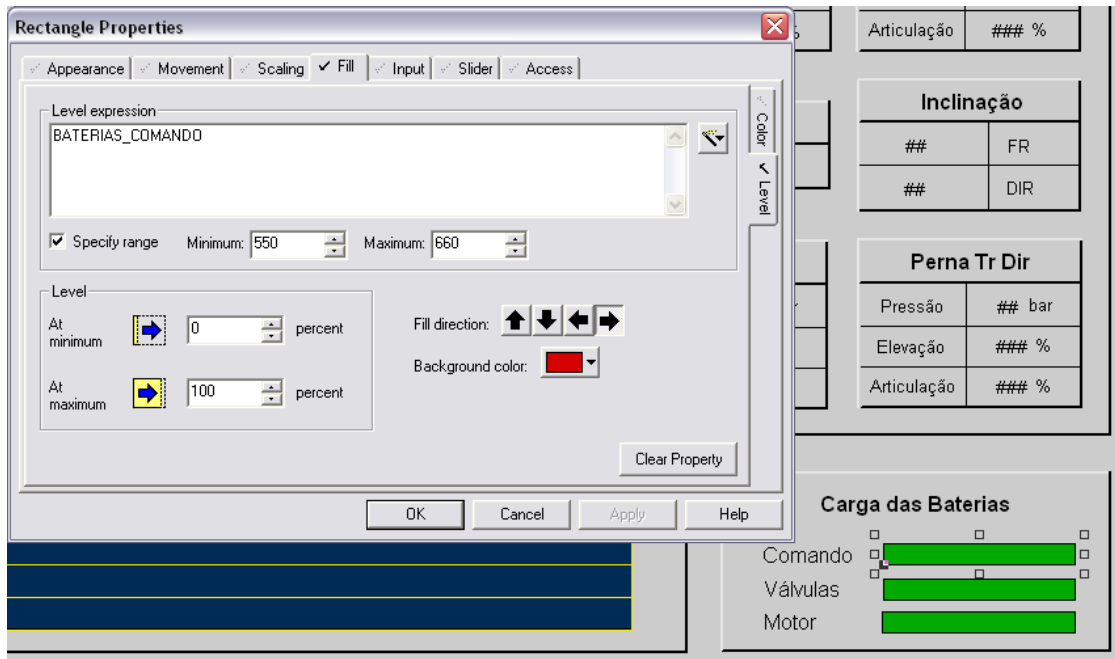


Fig. 4.32 – Apresentação da carga das baterias no *Vijeo Citect*

A configuração das barras foi muito semelhante à dos *sliders*, embora neste caso a gama de valores seja definida na janela de configuração da barra. Em complemento, é também necessário escolher o sentido de enchimento da barra.

Em seguida iniciou-se a configuração dos alarmes a apresentar na parte inferior da interface gráfica, tendo sido utilizada a função *CSV\_Alarms\_DspLast* do *Cicode* que permite efectuar a apresentação dos alarmes activos. Ao utilizar esta função é necessário definir o número de alarmes a apresentar (neste caso quatro), o *Animation Point*<sup>10</sup> onde começa a lista de alarmes e, finalmente, o tipo de alarmes a apresentar.

Foram também concebidos dois comandos responsáveis pelo controlo dos alarmes, tal como se pode observar na fig. 4.33.

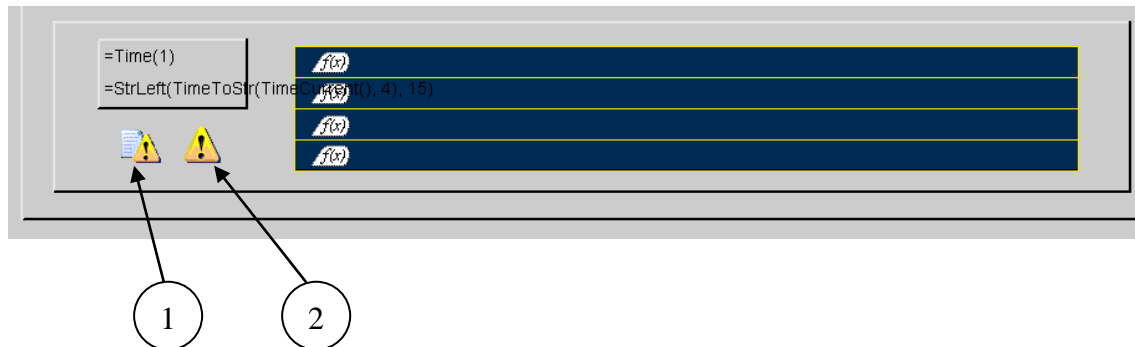


Fig. 4.33 – Comandos concebidos para o controlo dos alarmes no *Vijeo Citect*

Ao clicar no item “1” da fig. 4.33 é carregada a janela “Resumo de alarmes” apresentada anteriormente, permitindo assim ao utilizador consultar todos os alarmes activados durante a utilização da Mesa Hidráulica Móvel. Para tal foi utilizada a função *CSV\_MM\_WinPopup* do *Cicode*, dado que esta função abre a janela “Resumo de alarmes” em *popup* conseguindo-se assim continuar a comandar o protótipo através da janela que estava activa antes de se ter pressionado este comando.

Na configuração do item “2” foi utilizada a função *CSV\_Alarms\_AckPage* que permite efectuar o reconhecimento dos alarmes activos no momento, deixando estes de ser apresentados intermitentemente num amarelo vivo, passando a apresentar uma cor amarela mais suave.

<sup>10</sup> Os *Animation Points* são referências gráficas utilizadas no *Vijeo Citect* de forma a definir a posição onde são apresentadas as mensagens geradas pelo *Cicode*. No caso de serem geradas várias mensagens, apenas é necessário definir o primeiro *Animation Point*, sendo as restantes mensagens apresentadas nos *Animation Points* seguintes.

Os alarmes a apresentar na interface exposta anteriormente são os seguintes:

- *Botoneira de emergência pressionada*, este alarme é activado sempre que é pressionada a botoneira de emergência;
- *Actuadores próximos do seu fim de curso*, estes alarmes são activados, de forma independente para cada um dos actuadores, sempre que algum deles se encontre próximo do seu fim de curso;
- *Inclinação próxima do valor máximo*, este alarme é activado sempre que a inclinação lateral se aproxime do seu valor máximo;
- *Baterias com carga baixa*, estes alarmes são apresentados, de forma independente para cada um dos conjuntos de baterias, sempre que um deles se encontre com carga baixa.

O *Vijeo Citect* dispõe de dois métodos de configuração de alarmes, um para as variáveis digitais e outro para as analógicas. Na fig. 4.34 apresenta-se um exemplo da configuração de um alarme digital.

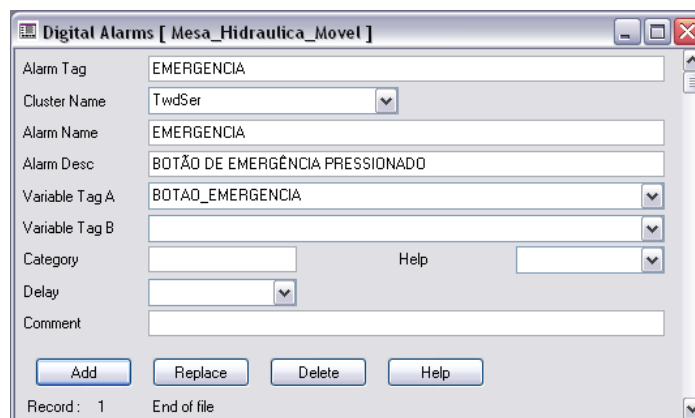


Fig. 4.34 – Configuração de um alarme digital no *Vijeo Citect*

Os alarmes digitais são bastante simples de configurar, bastando apenas definir qual a variável a monitorizar e qual a mensagem a apresentar. Sempre que a variável definida tomar o valor “1” o alarme digital é activado e, conseqüentemente, é apresentada a mensagem de alarme.

A configuração dos alarmes analógicos é bastante semelhante à anterior, embora neste caso seja necessário definir os valores para os quais o alarme é activado.

Fig. 4.35 – Configuração de um alarme analógico no *Vijeo Citect*

Tal como se pode verificar na fig. 4.35, é possível definir vários valores para os quais o alarme analógico é activado, sendo diferentes as mensagens apresentadas para cada um deles. Ou seja, para o exemplo da figura anterior, sempre que o cilindro da elevação frente direito se encontra abaixo de 10% do seu curso é apresentada a mensagem “Cilindro FDE Low”, caso este se encontre acima dos 90% do seu curso a mensagem será “Cilindro FDE High” e assim sucessivamente.

Depois de concluída a configuração dos alarmes, deu-se por finalizado o desenvolvimento do software de supervisão da Mesa Hidráulica Móvel, conseguindo-se com esta interface HMI controlar o protótipo de uma forma muito mais simples e intuitiva que anteriormente.



## 5 Conclusões

No final deste trabalho obteve-se uma versão melhorada do protótipo original.



Fig. 5.1 – Mesa Hidráulica Móvel

Como se pode observar na fig. 5.1, conseguiu-se cumprir o principal objectivo que consistia em deixar a parte superior do chassis livre de componentes, de modo a facilitar o transporte de carga na Mesa Hidráulica Móvel.

Foi também desenvolvido um sistema de direcção comandável, deixando portanto o protótipo de estar limitado a mover-se numa única direcção.

No final, o protótipo teve a sua massa global diminuída em 56 kg, o que constitui uma diminuição de 5% em relação à versão original.

Com o software de controlo desenvolvido, o protótipo é agora capaz de controlar a sua inclinação de forma autónoma. Através da articulação dos vários actuadores presentes nas pernas, o protótipo consegue “absorver” as irregularidades do solo de forma a manter o chassis na horizontal. A Mesa Hidráulica Móvel é também capaz de superar pequenos acidentes de percurso, como por exemplo rampas.

Como era desejado, é agora possível efectuar um controlo remoto “sem fios” do protótipo de uma forma simples e intuitiva. Isto foi conseguido devido ao software de supervisão desenvolvido para o efeito, que permitiu que a interface homem – máquina se tornasse bastante simples de operar.



## **5.1 Trabalhos Futuros**

Depois de concluída a segunda fase do desenvolvimento do protótipo, sente-se a necessidade de arrancar com uma terceira fase, visto que devido aos limites temporais existentes para o desenvolvimento deste projecto, não foi possível implementar algumas das ideias que foram surgindo durante o decorrer do trabalho. Devido a este facto, sugere-se em seguida algumas ideias a implementar durante a terceira fase:

- Alterar a disposição dos componentes eléctricos de modo a aumentar a estabilidade do protótipo;
- Instalar reguladores de tensão nos circuitos de alimentação dos transdutores potenciométricos, com o objectivo de eliminar a influência da carga das baterias no seu funcionamento;
- Desenvolver um circuito eléctrico que permita que o carregamento das baterias se faça de uma forma mais simples;
- Incorporar um sistema de visão artificial que permita vir a facilitar o controlo da transposição automática de pequenos obstáculos;
- Desenvolver um sistema de localização automático, de modo a que o protótipo se possa deslocar autonomamente, dispensando-se assim a necessidade de um operador.



## 6 Bibliografia

AEP Transducers. *Data Sheet TP3.400.R3*. Cognento, 2008.

Almacinha, J., e J. Simões Morais. *Texto de Apoio à Disciplina de Desenho de Construção Mecânica*. Porto: AEFEUP, 2008.

Boston Dynamics. *www.bostondynamics.com*. Julho de 2009.

Chapman, Stephen J. *Electric Machinery Fundamentals*. Boston: Mc Graw-Hill, 1999.

Freitas, Francisco. *Apontamentos da disciplina de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos*. Porto, 2008.

GEFRAN spa. *Rectilinear Displacement Transducer*. Provaglio D'iseo, 2007.

Hirose Fukushima Robotics Lab. *http://www-robot.mes.titech.ac.jp/home\_e.html*. Julho de 2009.

Martins, André de Almeida. *Veículo Hidráulico*. Porto, 2007.

Micro - Epsilon. *Data sheet WireSENSOR MK30/MK46*. Ortenburg, 2007.

Morais, Simões. *Desenho Técnico Básico*. Porto: Porto Editora, 2002.

National Aeronautics and Space Administration. *www.nasa.gov*. Julho de 2009.

Oil Sistem. *Compact power module catalogue*. Reggio Emilia, 2007.

OPC Foundation. *www.opcfoundation.org*. Julho de 2009.

Parker Hannifin Corporation. *165 Series Hydraulic Power Units*. Minneapolis, 2006.

—. *Catalog HY15-3500/US Threaded Cartridge Valves and Integrated Hydraulic Products*. Cleveland, 2003.

Sauer-Danfoss. *General Gear Pumps and Gear Motors*. Nordborg, 2008.

Schneider Electric Portugal. *Catálogo FAAED102031/P Twido Autómato programável*. Carnaxide, 2002.

Schneider Electric SA. *Cicode Reference Guide*. 2007.

—. *TwidoSoft Operation Guide*. 2004.

—. *Vijeo Citect User Guide*. 2007.

SMC Corporation. *Catalog E111 B Hydraulic Cylinders*. Tokyo, 2001.

Telemecanique. *Modbus Bluetooth Adapter VW3A8114*. Raleigh, 2005.

Vickers. *Screw-in Cartridge Valves*. Illinois, 2006.

Vivoil Oleodinamica Vivolo. *Flow Dividers "RV Series"*. Cento di Budrio, 2008.

—. *Flow Dividers*. Cento di Budrio, 2001.

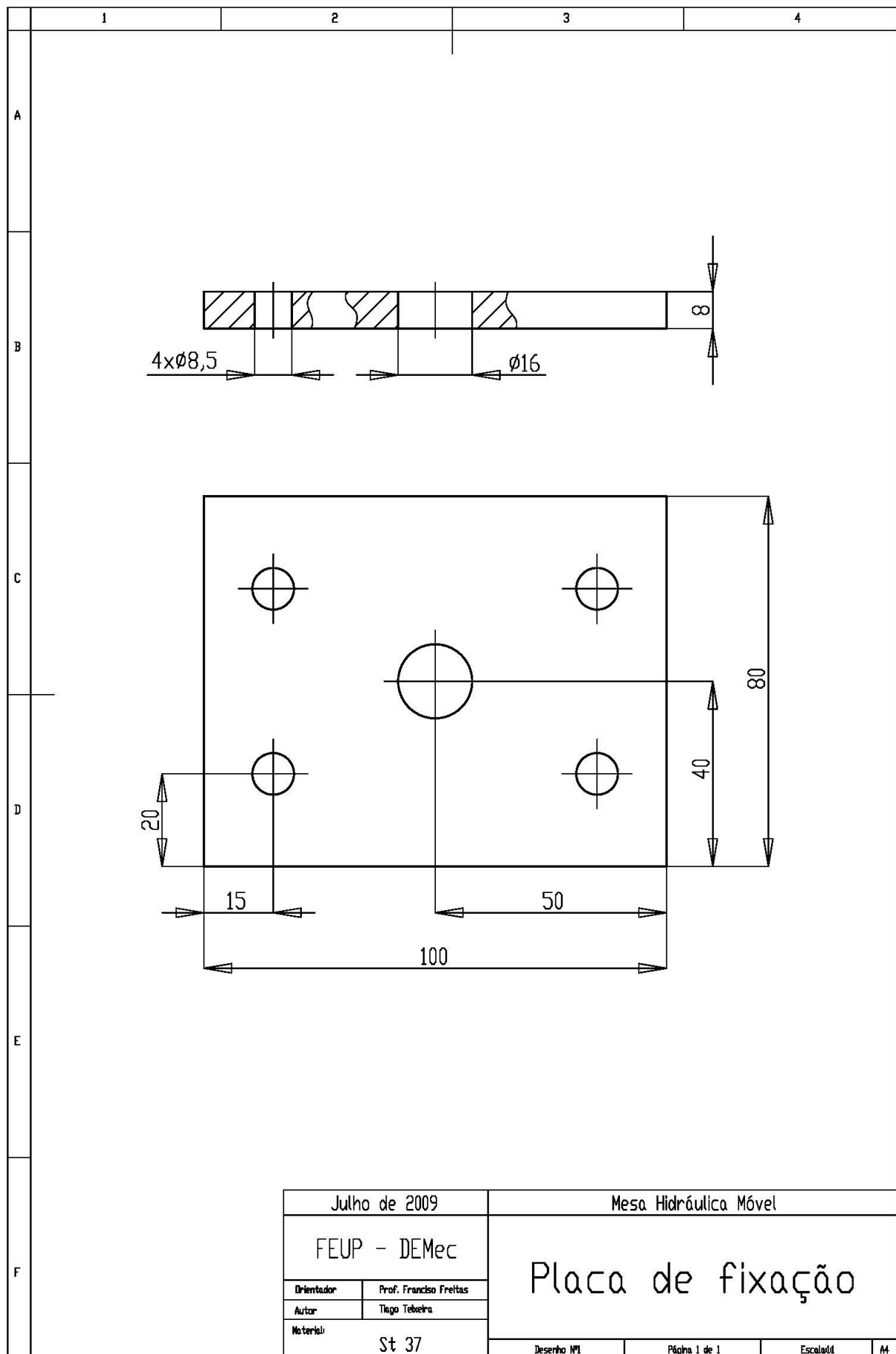
—. *Multiple Pumps*. Cento di Budrio, 2008.

VTI Technologies Oy. *DN Inclination Sensor SCA111T and SCA121T Series*. Vantaa, 2005.

Yaskawa Electric Corporation. *Varispeed - 606PC3*. Tokyo, 1992.

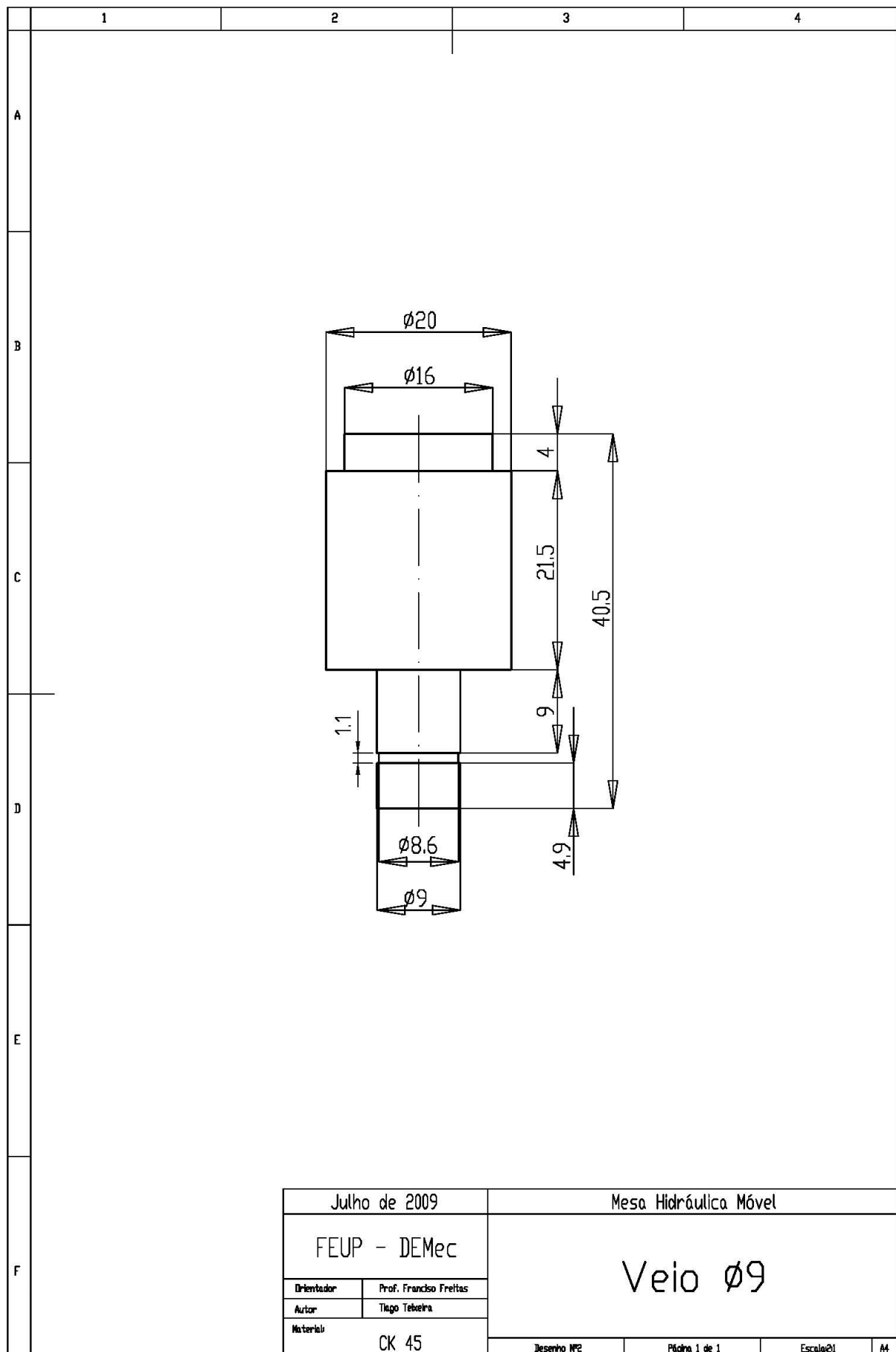
## **ANEXO A – Desenhos de Construção**



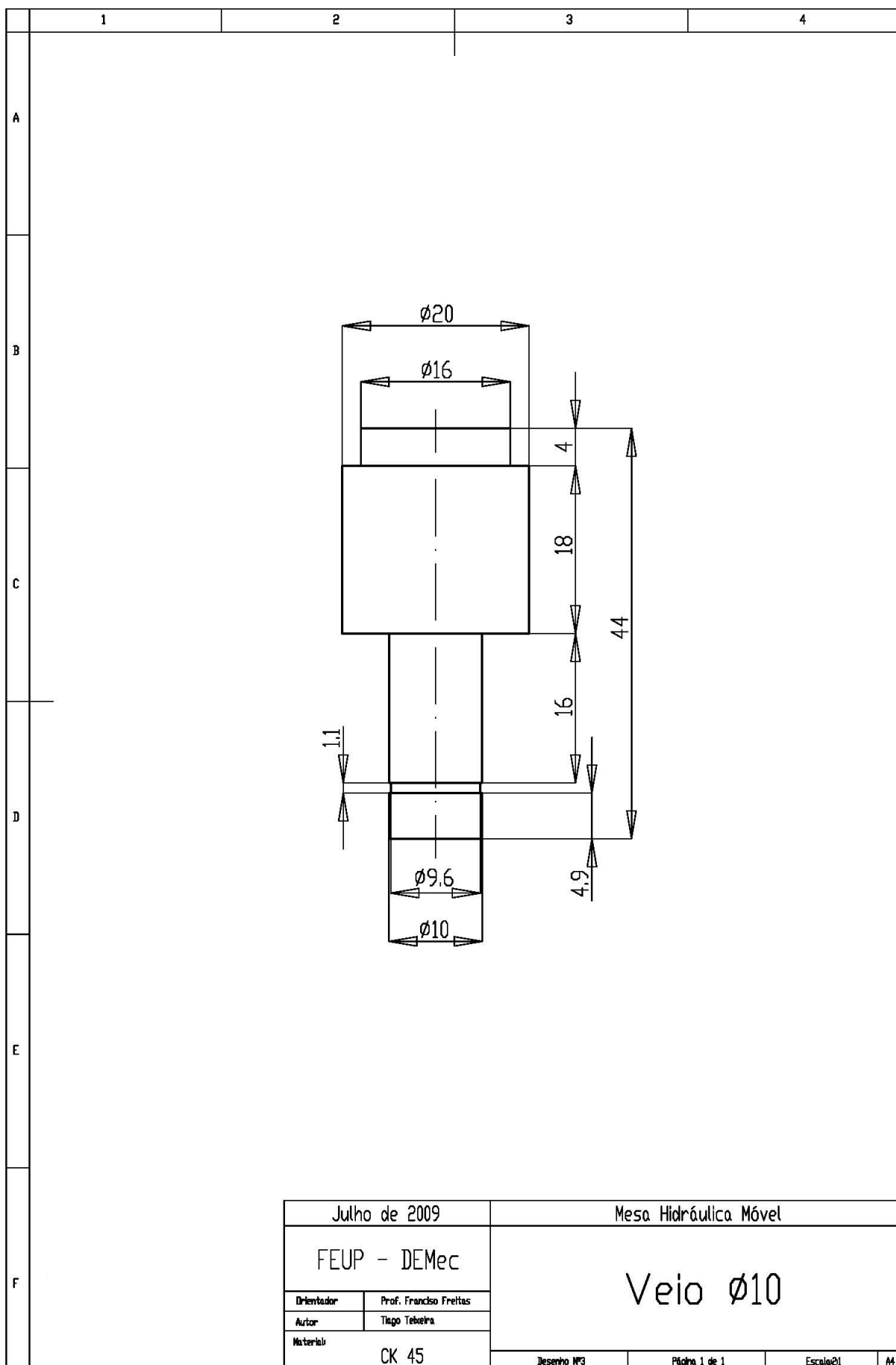




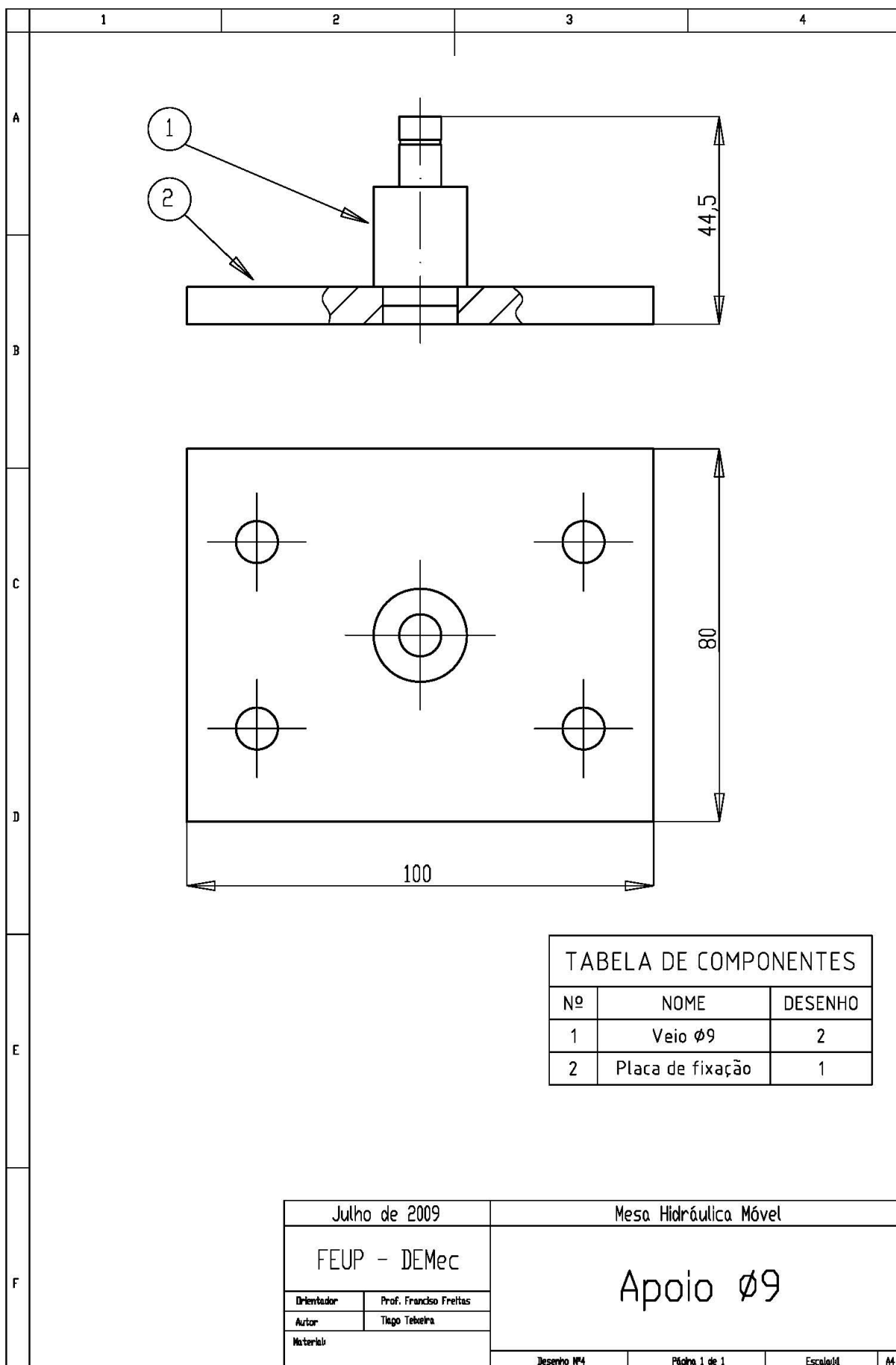




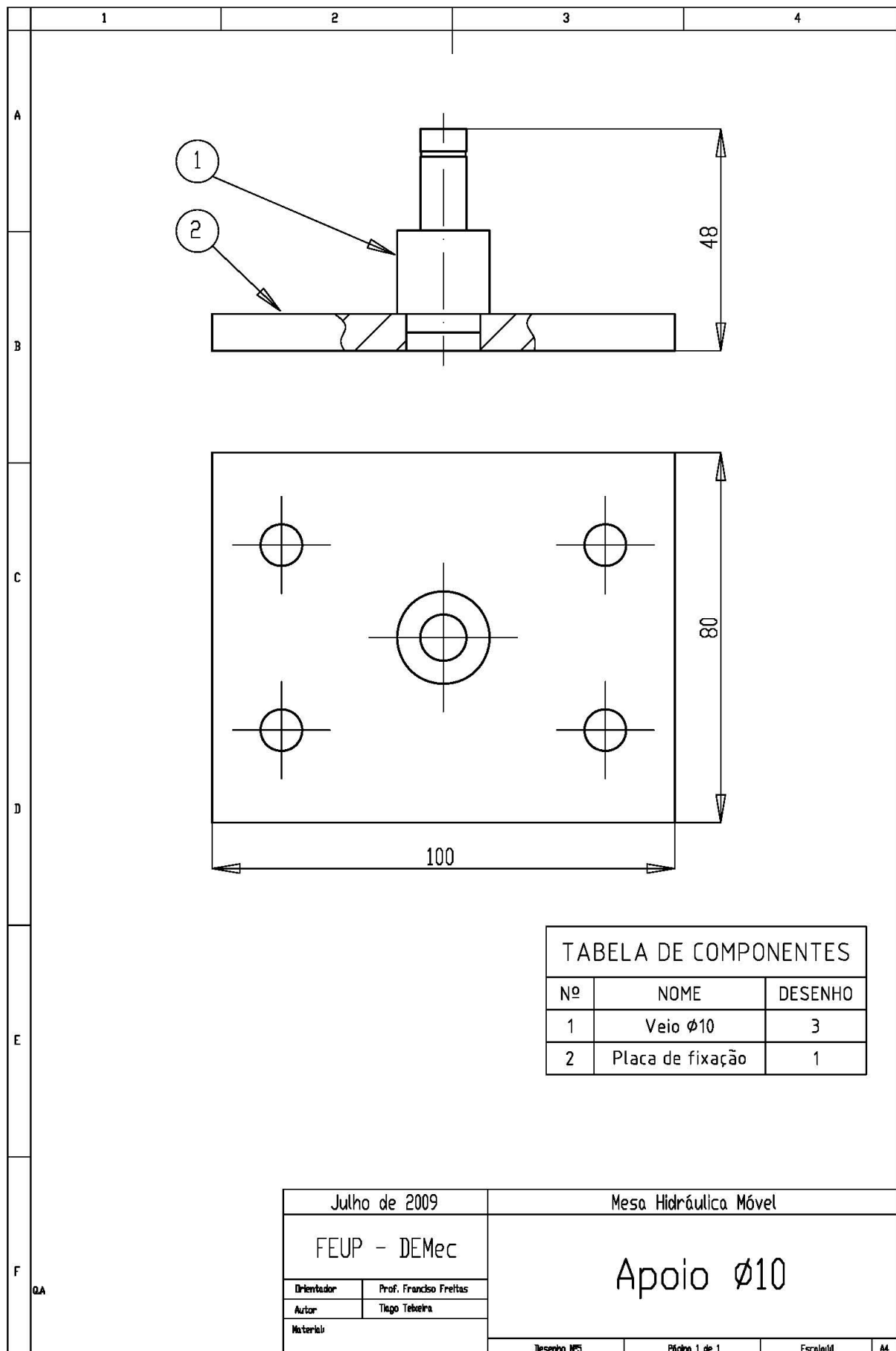






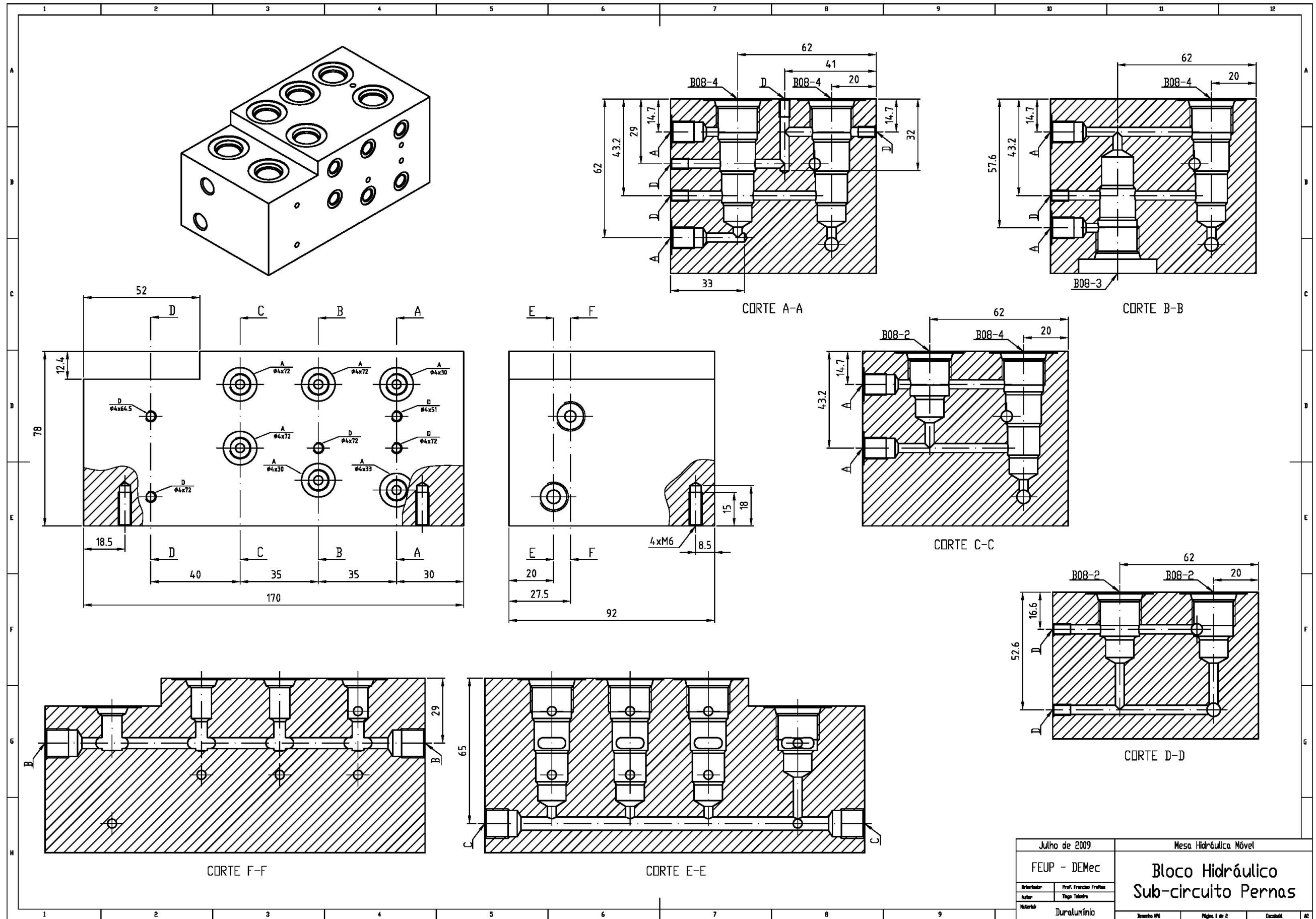




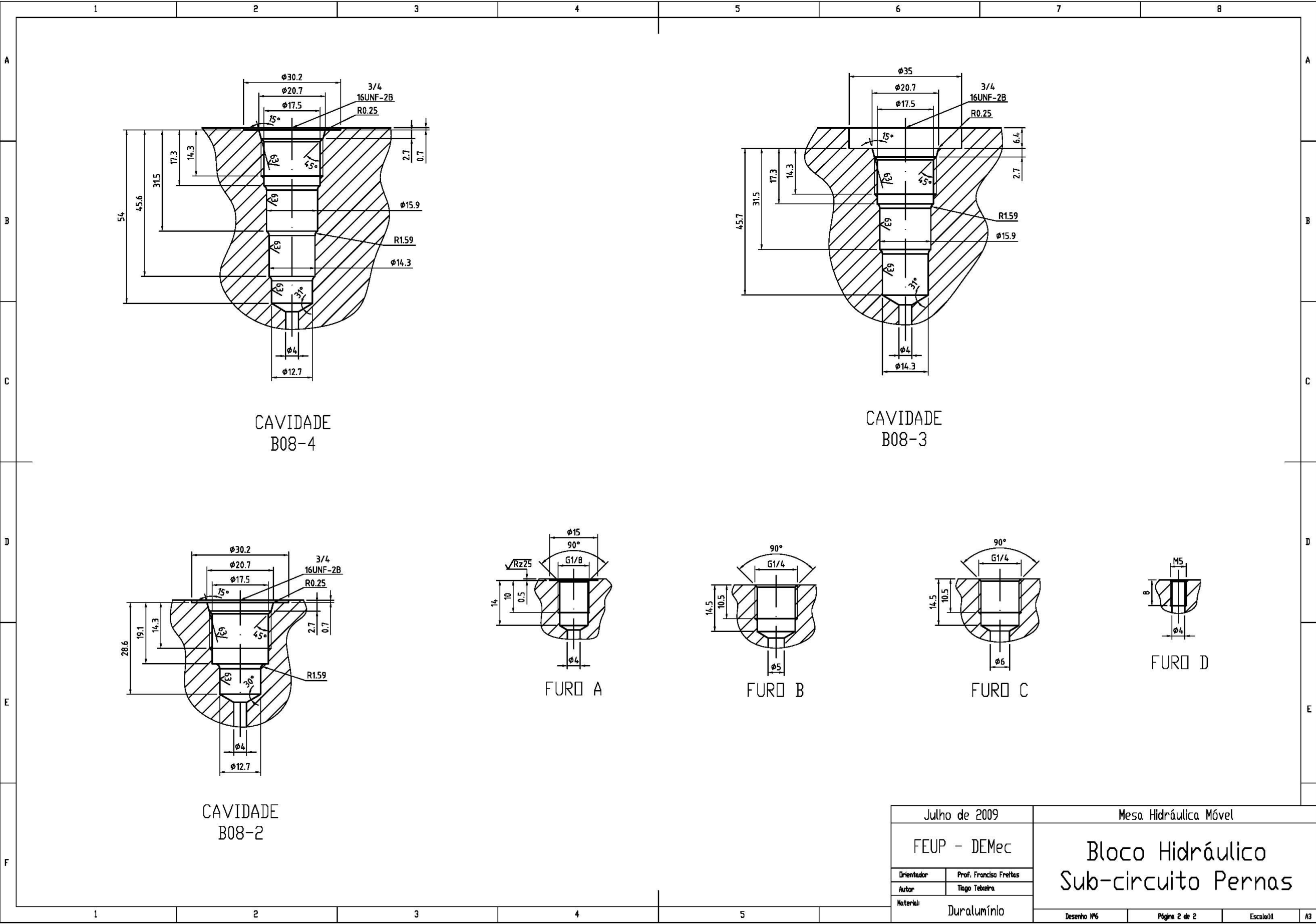






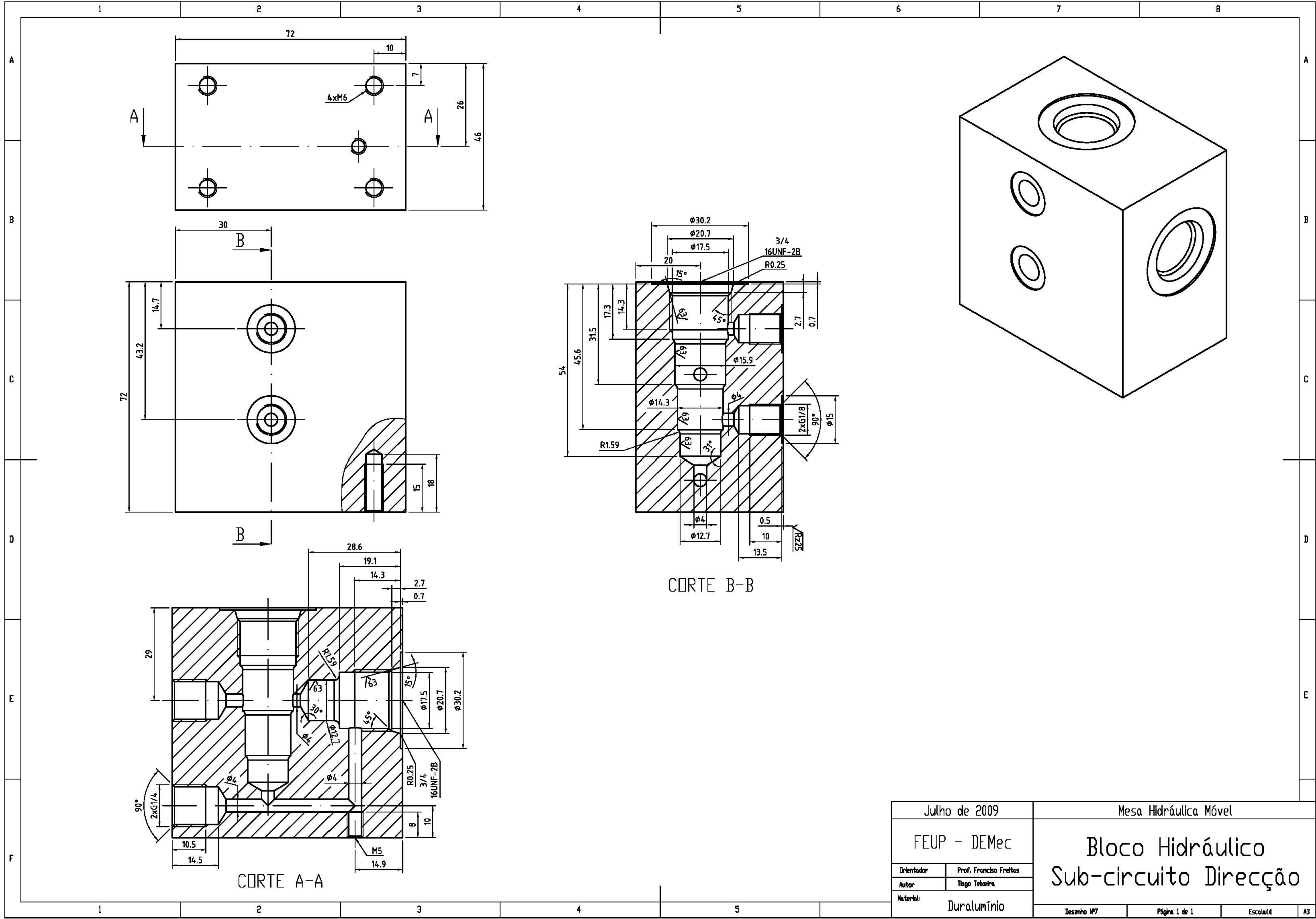






Julho de 2009		Mesa Hidráulica Móvel		
FEUP - DEMec		Bloco Hidráulico Sub-circuito Pernas		
Orientador	Prof. Francisco Freitas			
Autor	Tiago Teófilo			
Materiais	Duralumínio			
		Desenho Nº6	Página 2 de 2	Escala: 1:1 A3





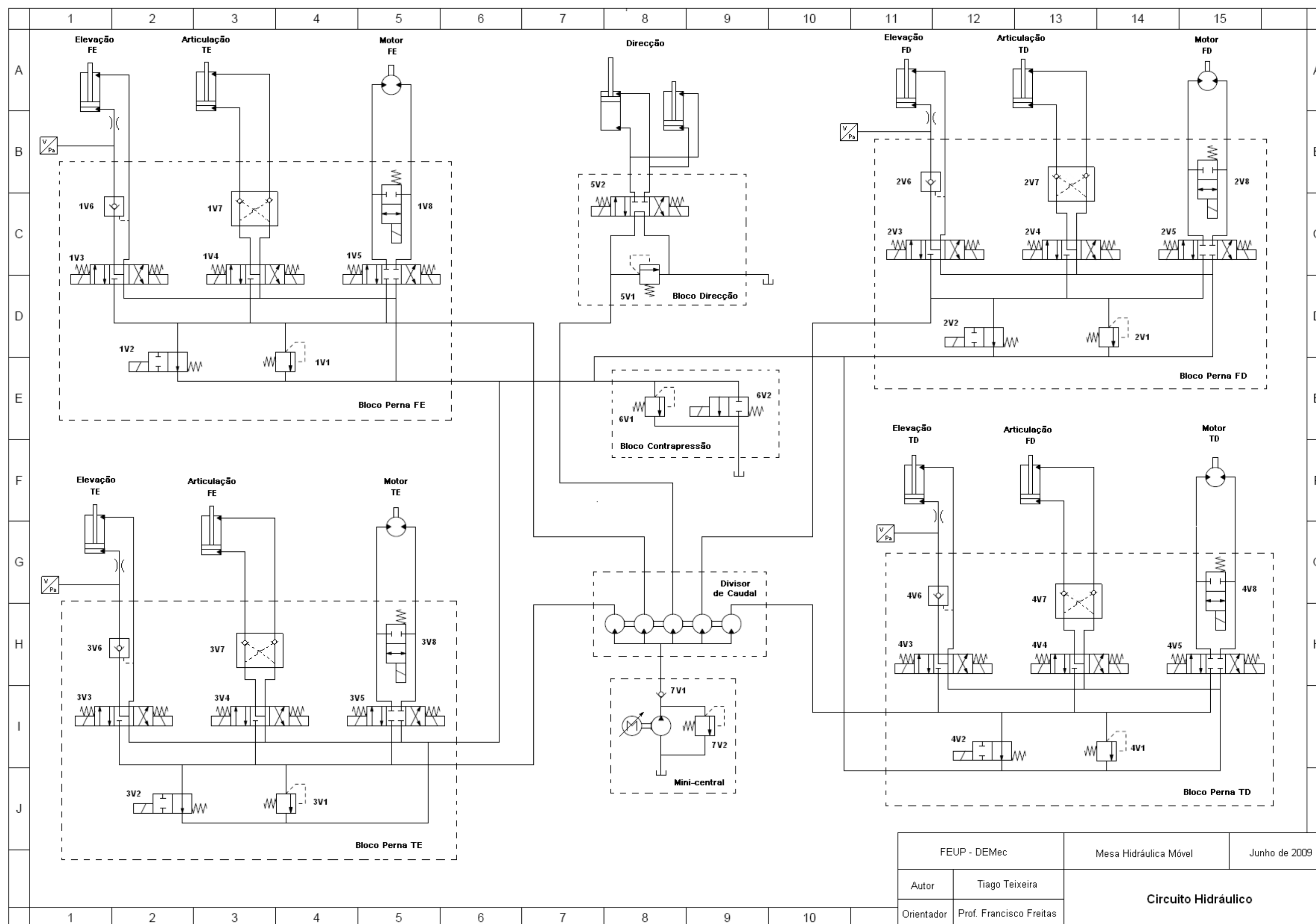
Julho de 2009		Mesa Hidráulica Móvel		
FEUP - DEMec		Bloco Hidráulico Sub-circuito Direcção		
Orientador	Prof. Francisco Freitas			
Autor	Tiago Teixeira			
Material	Duralumínio			
		Desenho Nº7	Página 1 de 1	Escala: 1:1



## **ANEXO B – Circuito Hidráulico**









## **ANEXO C – Tabela de Ligações ao Autómato**



Módulo	I/O	Função	Ligações
<b>Módulo Base TWID0 TWDLMDA20RT</b>	Alimentação	24 VDC - comando	
		0 VDC	
		terra	
		analogue voltage input connector	
		serial port 1	
	ID0.0		
	ID0.1		
	ID0.2		
	ID0.3		
	ID0.4		
	ID0.5		
	ID0.6		
	ID0.7		
	ID0.8		
	ID0.9		
	ID0.10		
	ID0.11	Botoneira de emergência	Preto
	ID0.comum	0 VDC	
	OD0.0		
	OD0.1		
	OD0 - comum0 (+)		
	OD0 - (-V)		
	NC	<b>NÃO USAR</b>	
	OD0.2	Direcção_a	Amarelo/cinzeno
	OD0.3	Direcção_b	Amarelo/branco
	OD0.4		
	OD0 - comum1 (+)	24 VDC - potência	
	NC	0 VDC	
	OD0.5		
	OD0.6	Contrapressão	Cinzeno/branco
	OD0 - comum2 (+)	24 VDC - comando	
	NC	<b>NÃO USAR</b>	
	OD0.7		Rosa/branco
	OD0 - comum3 (+)	Variador freq. (start/stop)	Azul/branco
<b>Mód de Ent/Saídas Analóg TWDAMI3HT MÓDULO 1</b>	OA1 - (+V)	24 VDC - comando	
	OA1 - (0V)	0 VDC	
	OA1 - 0V		
	OA1.0 (H)		Castanho/verde
	OA1.0 (L)	Sinal de comando variador freq.	Castanho/cinzeno
	NC	<b>NÃO USAR</b>	
	IA1.0 (H)	Inclinómetro X	Amarelo
	IA1.0 (L)	0 VDC	
	NC	<b>NÃO USAR</b>	
	IA1.1 (H)	Inclinómetro Y	Verde
<b>Mód de 8 Ent Analóg TWDAMI8HT MÓDULO 2</b>	IA2 - (+V)	24 VDC - comando	
	IA2 - (0V)	0 VDC	
	IA2.0	acq. do comp. da junta FDE	Vermelho
	IA2.1	acq. do comp. da junta FDA	Roxo
	IA2.2	acq. do comp. da junta FEE	Cinzeno
	IA2.3	acq. do comp. da junta FEA	Preto
	IA2 - AGND	0 VDC	
	IA2.4	acq. do comp. da junta TDE	Verde
	IA2.5	acq. do comp. da junta TDA	Amarelo
<b>Mód de 8 Ent Analóg TWDAMI8HT MÓDULO 3</b>	IA2.6	acq. do comp. da junta TEE	Branco
	IA2.7	acq. do comp. da junta TEA	Rosa
	IA3 - (+V)	24 VDC - comando	
	IA3 - (0V)	0 VDC	
	IA3.0	carga das baterias 24V comando	Branco
	IA3.1	carga das baterias 24V potência	Rosa
	IA3.2	carga das baterias 12V potência	Amarelo
	IA3.3	Transdutor direcção	Castanho
	IA3 - AGND	0 VDC	
	IA3.4	Transdutor pressão FD	Castanho/amarelo
	IA3.5	Transdutor pressão FE	Verde/branco
	IA3.6	Transdutor pressão TD	Azul/vermelho
	IA3.7	Transdutor pressão TE	Amarelo/branco

Módulo de 16 saídas digitais por relé TWDDRA16RT	MÓDULO 4		
	OD4.0	Solenóide FDE a	Castanho/cinzeno
	OD4.1	Solenóide FDE b	Castanho/amarelo
	OD4.2	Solenóide FDA a	Castanho/rosa
	OD4.3	Solenóide FDA b	Preto/castanho
	OD4.4	Solenóide FDM a	Preto/amarelo
	OD4.5	Solenóide FDM b	Preto/verde
	OD4.6	Solenóide FD Travão	Preto/branco
	OD4.7	Solenóide FD Carga	Verde/castanho
	OD4 - comum0 (+)	24 VDC - potência	
	NC	NÃO USAR	
	OD4.8	Solenóide FEE a	Verde/cinzeno
	OD4.9	Solenóide FEE b	Verde/rosa
	OD4.10	Solenóide FEA a	Verde/branco
	OD4.11	Solenóide FEA b	Rosa/cinzeno
	OD4.12	Solenóide FEM a	Rosa/amarelo
	OD4.13	Solenóide FEM b	Rosa/branco
OD4.14	Solenóide FE Travão	Vermelho/verde	
OD4.15	Solenóide FE Carga	Vermelho/branco	
OD4 - comum1 (+)	24 VDC - potência		
Módulo de 8 saídas digitais por relé TWDDRA8RT	MÓDULO 5		
	OD5.0	Solenóide TDE a	Vermelho/castanho
	OD5.1	Solenóide TDE b	Vermelho/amarelo
	OD5.2	Solenóide TDA a	Branco
	OD5.3	Solenóide TDA b	Cinzeno
	OD5 - comum0(+)	24 VDC - potência	
	NC	NÃO USAR	
	OD5.4	Solenóide TDM a	Amarelo
	OD5.5	Solenóide TDM b	Rosa
	OD5.6	Solenóide TD Travão	Azul
	OD5.7	Solenóide TD Carga	Roxo
	OD5 - comum1(+)	24 VDC - potência	
Módulo de 8 saídas digitais por relé TWDDRA8RT	MÓDULO 6		
	OD5.0	Solenóide TEE a	Verde
	OD5.1	Solenóide TEE b	Preto
	OD5.2	Solenóide TEA a	Castanho
	OD5.3	Solenóide TEA b	Vermelho
	OD5 - comum0(+)	24 VDC - potência	
	NC	NÃO USAR	
	OD5.4	Solenóide TEM a	Azul/verde
	OD5.5	Solenóide TEM_b	Azul/vermelho
	OD5.6	Solenóide TE Travão	Azul/castanho
	OD5.7	Solenóide TE Carga	Azul/amarelo
	OD5 - comum1(+)	24 VDC - potência	

Legenda:

FXX\_X ou TXX\_X

XDX\_X ou XEX\_X

XXE\_X, XXA\_X ou XXM\_X

XXX\_a ou XXX\_b

Frente ou traseira do protótipo, respectivamente.

Lado direito ou esquerdo respectivamente.

Elevação, articulação e Motor, respectivamente.

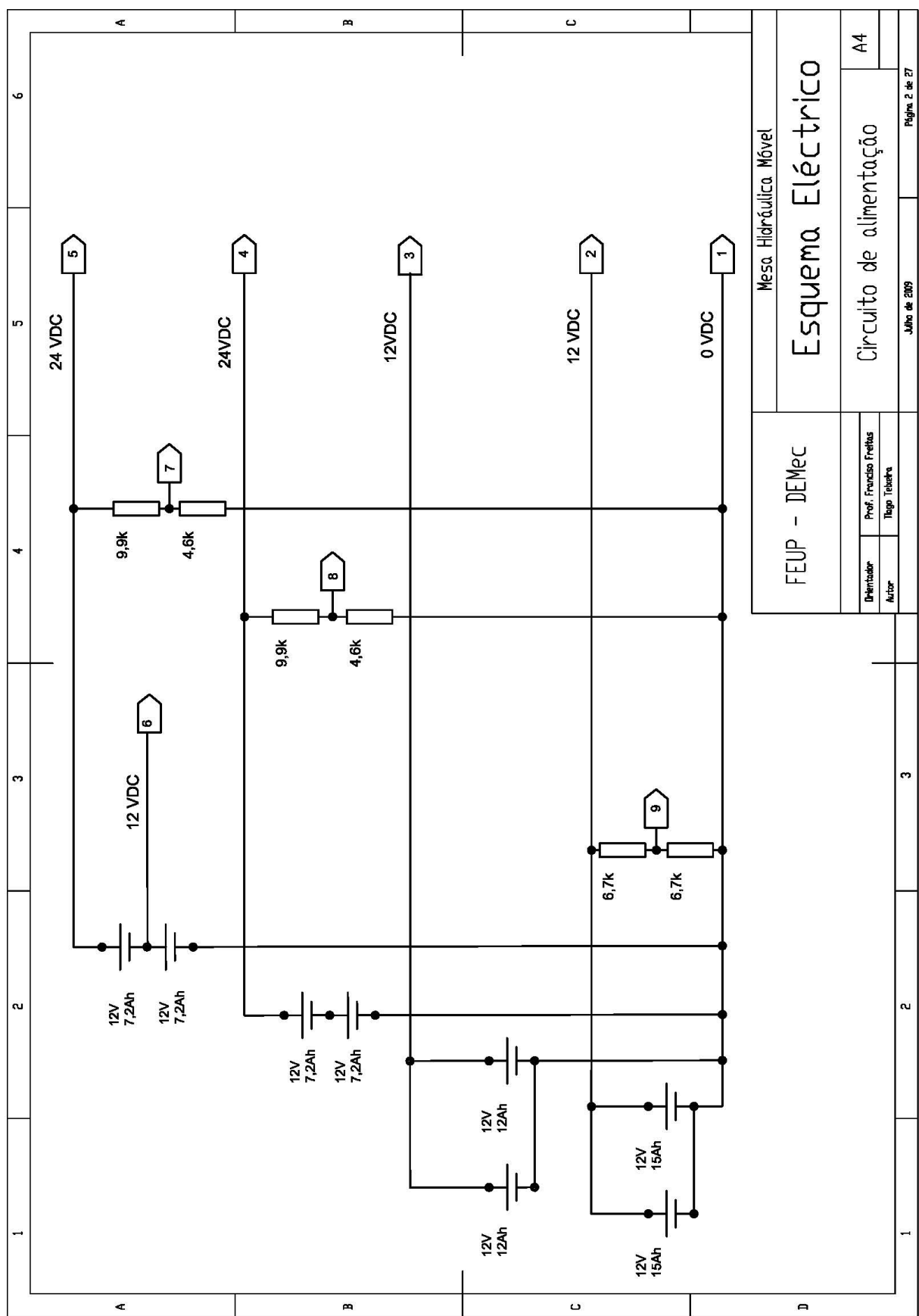
Solenóide a ou b, respectivamente.

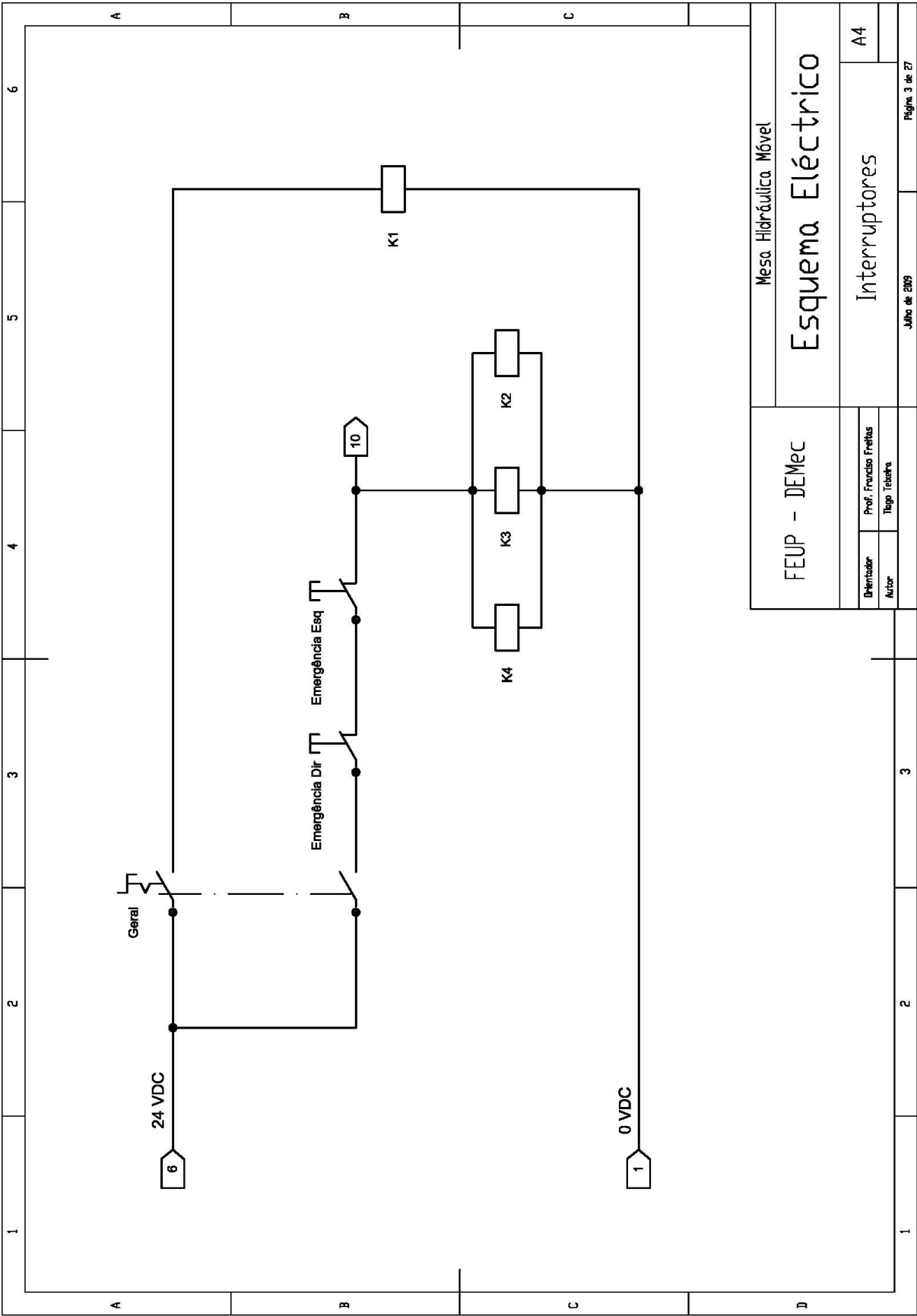
## **ANEXO D – Esquemas Eléctricos**

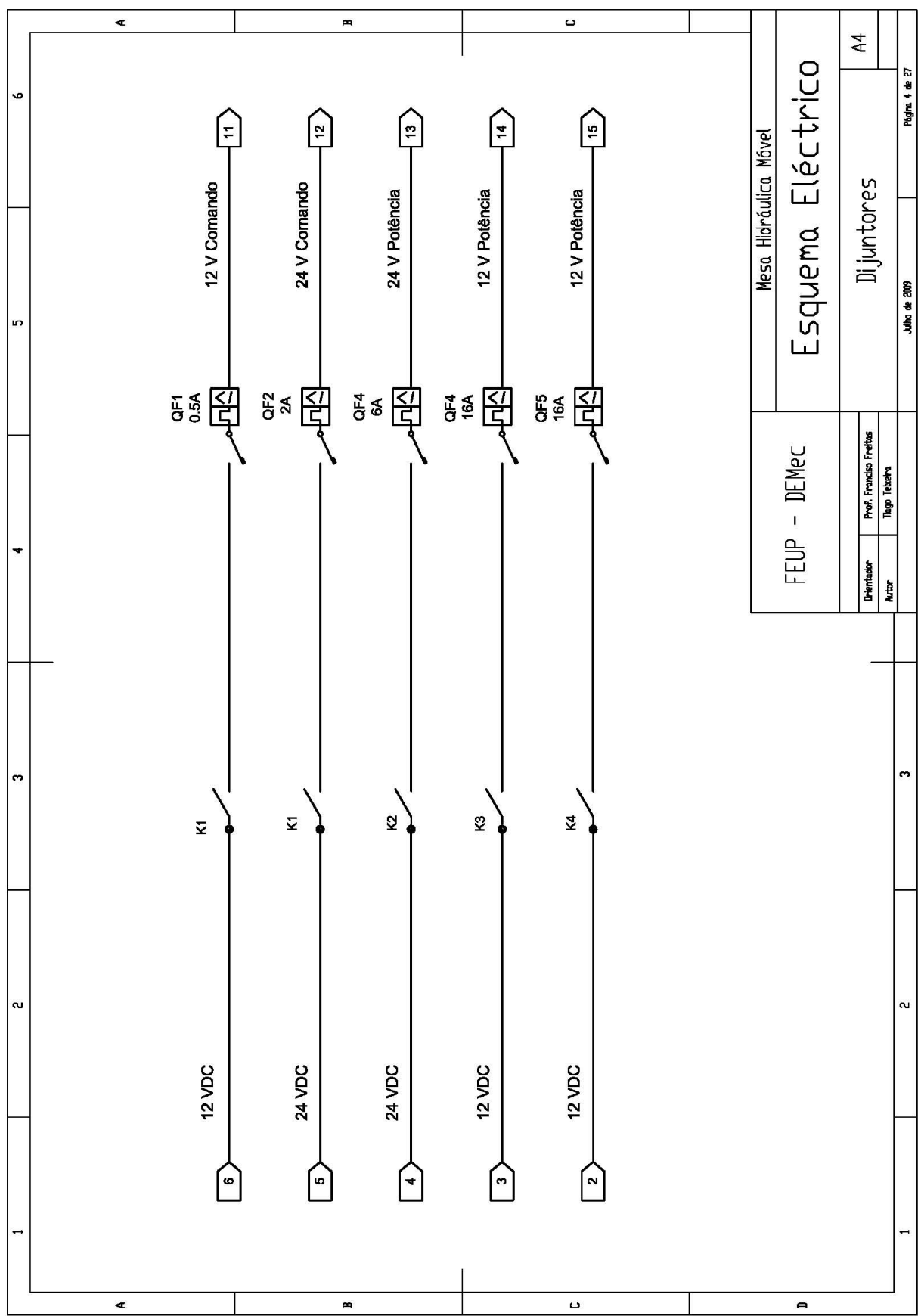


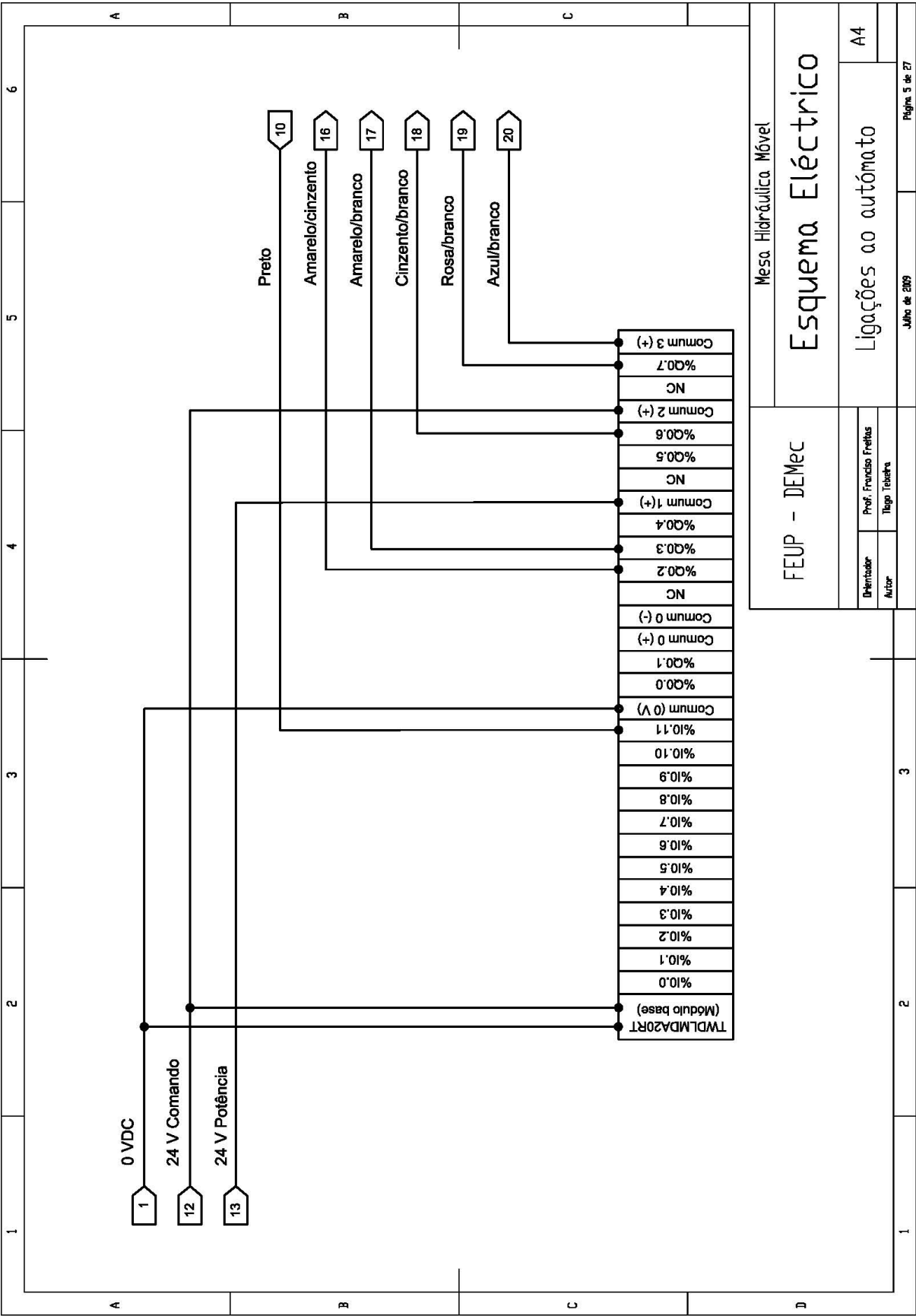


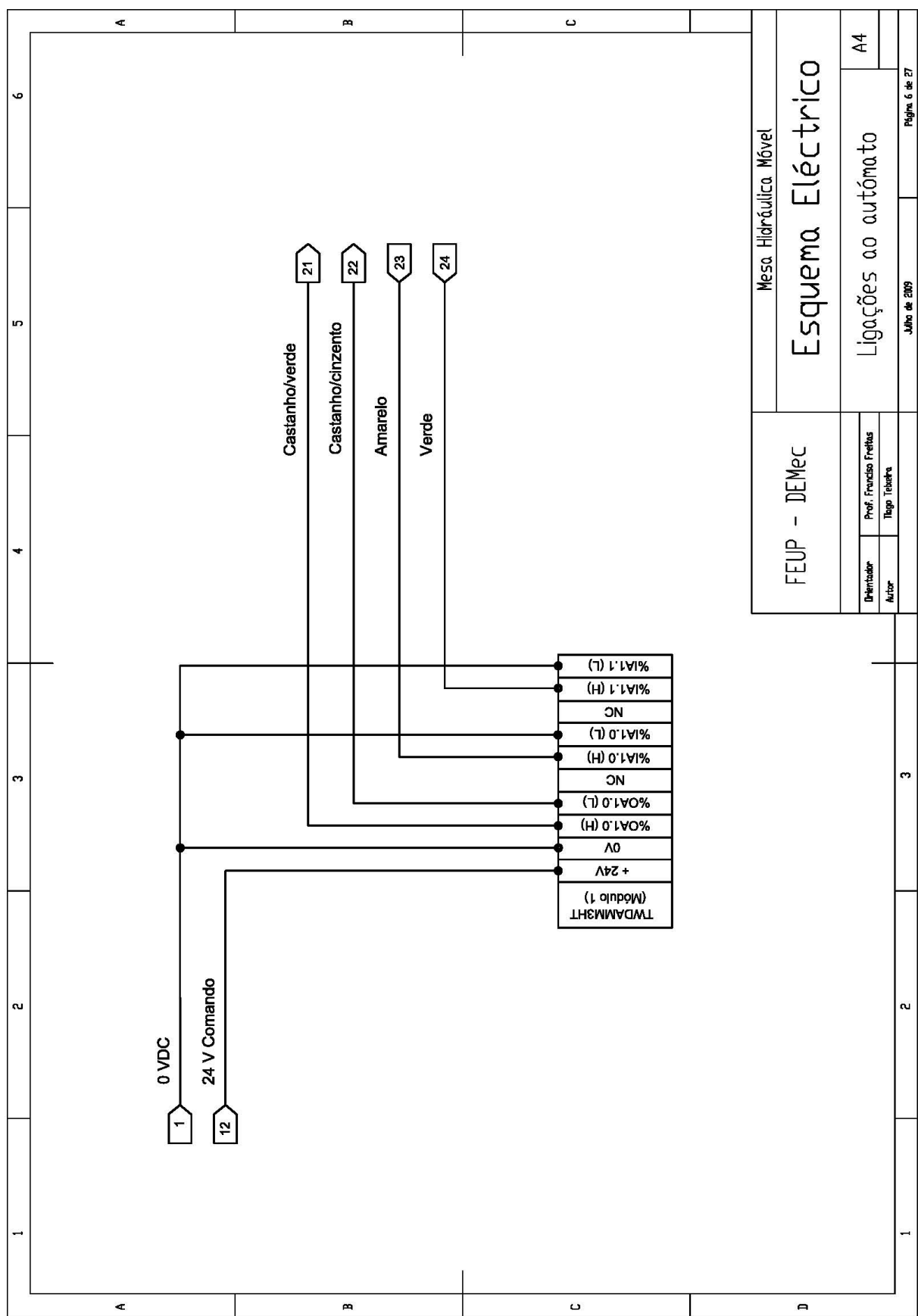


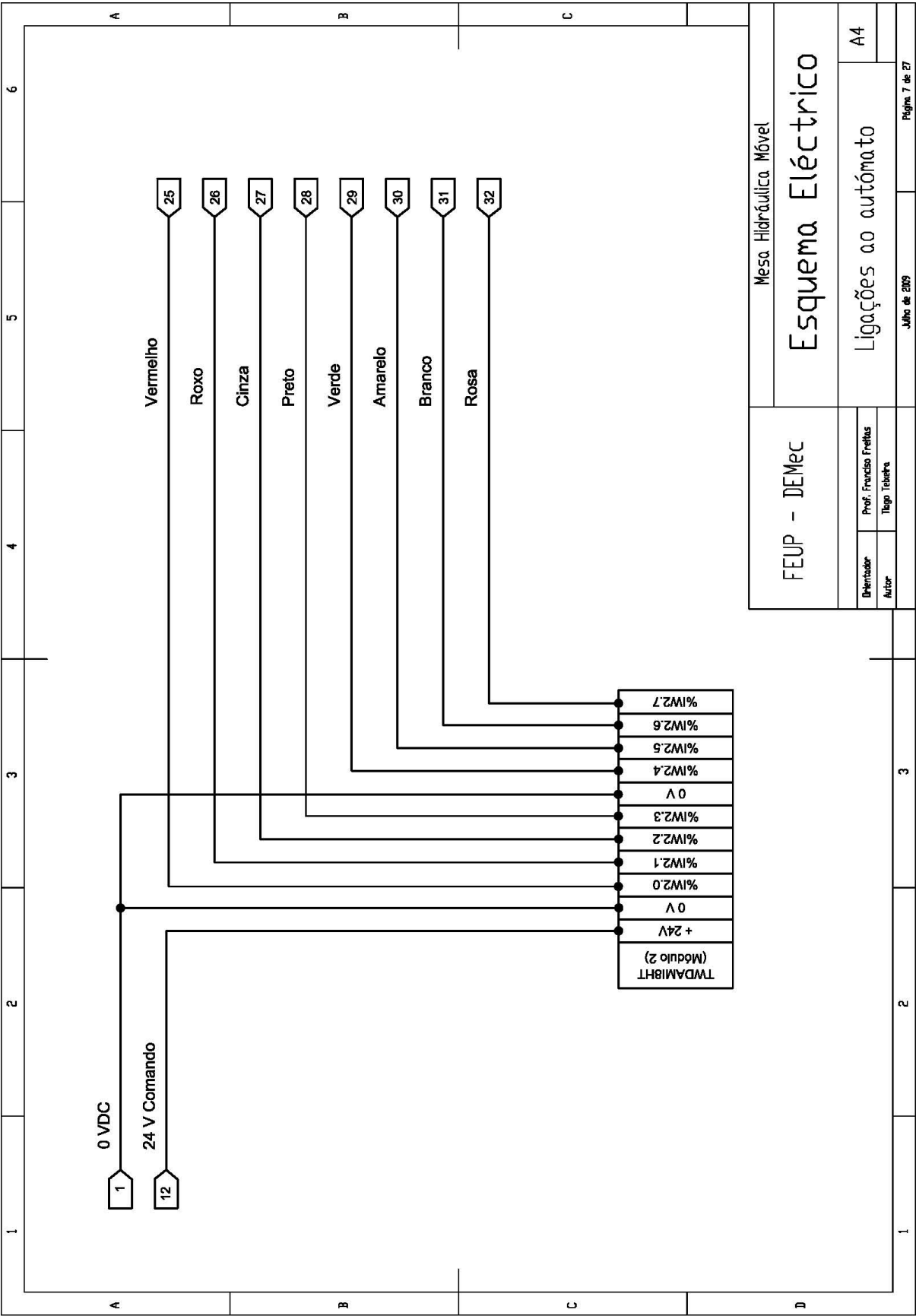












FEUP - DEMec		Mesa Hidráulica Móvel	
Esquema Eléctrico		A4	
Ligações ao autómato		A4	
Prof. Francisco Freitas		Página 7 de 27	
Autor		Julho de 2009	





